

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



Análise dinâmica de sistemas de armazenamento
sazonal de energia térmica para condicionamento
ambiental de estufas

Bruno Filipe Sousa Durão

Dissertação

Mestrado Integrado de Engenharia da Energia e do Ambiente

2013



Análise dinâmica de sistemas de armazenamento sazonal de energia térmica para condicionamento ambiental de estufas

Bruno Filipe Sousa Durão

Dissertação de Mestrado Integrado de Engenharia da Energia e do Ambiente

Trabalho realizado sob a supervisão de:

Dr. António Luiz Moura Joyce (Investigador Principal do LNEG)

Eng. João Farinha Mendes (Prof. Associado Convidado FCUL)

Abstract

Nowadays the energy consumption is one of the strongest indicators for the quality of life. Contemporary societies need energy for the majority daily tasks, mainly after the Industrial Revolution, which led to an exponential increase of fossil fuels consumption, along with the globalization of markets. The increasing need for alternative energies, particularly for the ones with clean and renewable origin, appoints to an important challenge for society. Linked to renewable energies production growth arises the need for energy storage, since the consumption period does not always equal the production time.

In the present work, it is studied the thermal energy seasonal storage. A dynamic analysis is made for sensible heat storage systems through hot water. The system contains a solar collectors field and a seasonal thermal storage tank. The thermal simulation is calculated for two and a half years, with Matlab Simulink software and the goal is to climatize a 500 m² greenhouse from October to March. This infrastructure belonging to EDP Produção, is intended to the production of protected and endemic plants to reforest affected areas from hydroelectric systems. Looking for a dimensioning enhancement, an optimization by genetic algorithms was used, in which two variables were considered: the thermal collectors area and the storage volume.

The study beholds five scenarios for comparison, in different solar energy percentage used. For a 100% solar system, the results were 339 m² of solar collectors field and a 1630 m³ seasonal thermal storage tank. This system supplies the greenhouse for 50 kW power during 120 days a year. It would give an efficiency around 66%.

Keywords: Solar energy, Thermal storage, Seasonal storage, Sensible heat, Genetic Algorithms.

Resumo

A energia consumida constitui actualmente um dos mais fortes indicadores do nível de qualidade de vida. As sociedades contemporâneas necessitam de energia para a maioria das tarefas quotidianas, o que levou ao aumento exponencial do consumo de combustíveis fósseis, principalmente após a Revolução Industrial, e acentuou-se com a globalização dos mercados. A crescente necessidade de energias alternativas, nomeadamente de origem renovável e limpa, constitui um importante desafio para a sociedade. Aliada à produção de energias renováveis, surge a necessidade de armazenamento dessas energias, pois nem sempre a disponibilidade de produção coincide com a necessidade de consumo.

No presente trabalho, analisa-se o armazenamento de energia térmica durante um período sazonal. É realizada uma análise dinâmica de um sistema de armazenamento de calor sensível, através de água quente. O sistema contempla um campo de colectores solares térmicos e um depósito de armazenamento de água quente com escala sazonal. A simulação térmica é efectuada durante um período de dois anos e seis meses, com o auxílio do software de cálculo Matlab Simulink. O objectivo do dimensionamento é climatizar uma estufa com aproximadamente 500 m² entre Outubro e Março. Esta infra-estrutura pertence à EDP Produção e destina-se à produção de espécies autóctones e protegidas, para reflorestar zonas atingidas pela construção de empreendimentos hidroeléctricos. Por forma a melhorar o dimensionamento, realizou-se um processo de optimização através de algoritmos genéticos, no qual as variáveis optimizadas são a área de colectores solares térmicos e o volume de armazenamento.

O estudo compara cinco cenários alternativos, nos quais varia a percentagem de energia solar utilizada na climatização da estufa. Para o sistema 100% solar, o dimensionamento resultou num campo de colectores solares térmicos com 339 m², e um reservatório para armazenamento de água quente com 1630 m³. Este sistema fornece à estufa uma potência 50 kW durante 120 dias no ano, e o rendimento do armazenamento ronda os 66%.

Palavras-chave: Energia solar, Armazenamento térmico, Armazenamento sazonal, Calor sensível, Algoritmos genéticos.

Índice

1.	Introdução e estrutura do trabalho	1
2.	Estado da arte	3
2.1	Recurso solar	3
2.2	Armazenamento térmico	5
2.2.1	Térmico	6
2.2.2	Termoquímico	8
3.	Princípios físicos	11
3.1	Primeira lei da termodinâmica	11
3.2	Transferência de calor	11
3.2.1	Transferência de calor por condução	11
3.2.2	Transferência de calor por convecção	12
3.2.3	Transferência de calor por radiação	14
3.3	Resistências térmicas.....	14
3.4	Dissipação de calor.....	15
3.5	Balanço Energético.....	15
4.	Descrição do sistema	17
4.1	Recurso solar em Setúbal	17
4.2	Fluido térmico	19
4.3	Colectores solares térmicos	20
4.4	Depósito	20
4.4.1	Geometria do depósito.....	21
4.4.2	Capacidade	21
4.4.3	Caudal.....	21
4.4.4	Isolamento térmico	22
4.4.5	Estratificação	24
4.5	Estufa.....	24
5.	Modelação dinâmica do sistema de armazenamento.....	25

5.1	Modo de funcionamento.....	25
5.2	Autonomia do sistema	29
5.3	Incorporação de bomba de calor.....	29
6.	Optimização.....	30
6.1	Processo de optimização através de algoritmos genéticos	30
6.1.1	População	30
6.1.2	Codificação das variáveis	31
6.1.3	Seleccção.....	31
6.1.4	Cruzamento	31
6.1.5	Mutação	31
6.1.6	Convergência.....	32
6.1.7	Rotina de optimização	32
7.	Aplicação dos algoritmos genéticos	33
8.	Resultados	37
9.	Conclusões	50
10.	Trabalho futuro.....	52
11.	Referências	53
	Anexo I.....	55
	Anexo II.....	56
	Anexo III	57
	Anexo IV	59
	Anexo V	61
	Anexo VI.....	63

Índice de figuras

Fig. 1 – Comparação entre os vários recursos energéticos disponíveis, extraído de (Murphy 2009).	3
Fig. 2 – Radiação solar global e suas componentes, adaptado de (Térmico 2004).	4
Fig. 3 – Componentes da irradiância em função do comprimento de onda, fonte de dados (ASTM)	4
Fig. 4 – Armazenamento de energia térmica, adaptado de (Sharma, Tyagi et al. 2009).	5
Fig. 5 – Etapas do processo de transição de fase de um PCM.	7
Fig. 6 – Classificação dos materiais de mudança de fase, adaptado de (Zalba, Marín et al. 2003).	8
Fig. 7 – Diagrama do processo termoquímico, adaptado de (Bales, Gantenbein et al. 2007).	9
Fig. 8 - Representação esquemática do armazenamento térmico através de reacções químicas, adaptado de (Bales, Gantenbein et al. 2008).	9
Fig. 9 - Reacções químicas envolvidas no processo de armazenamento de energia através de Sulfato de Magnésio, (Pinel, Cruickshank et al. 2011)	10
Fig. 10 – Representação esquemática de um balanço de energia.	11
Fig. 11 – Representação do fluxo de energia e sua influência na temperatura.	16
Fig. 12 - Esquema representativo da instalação e principais constituintes.	17
Fig. 13 - Altura solar nos solstícios e nos equinócios em Setúbal.	17
Fig. 14 – Irradiância global incidente no plano horizontal em Setúbal, fonte de dados (PVGIS).	18
Fig. 15 – Variação da energia incidente por unidade de área para várias inclinações, fonte de dados (PVGIS).	18
Fig. 16 - Corte representativo da constituição do depósito.	23
Fig. 17 – Ilustração representativa do primeiro modelo de depósito utilizado.	25
Fig. 18 - Ilustração representativa do modelo com três zonas térmicas.	26
Fig. 19 – Ilustração representativa do modelo com dez zonas térmicas.	29
Fig. 20 – Exemplo de cruzamento de informação genética, adaptado de (ÁVILA 2002).	31
Fig. 21 – Exemplo de mutação genética, adaptado de (ÁVILA 2002).	32
Fig. 22 - Fluxograma representativo de um processo de optimização através de algoritmos genéticos, adaptado de (ÁVILA 2002).	32
Fig. 23 – Esquema da rotina de optimização.	33
Fig. 24 – Esquema da rotina de optimização simplificado.	34
Fig. 25 – Temperatura da zona superior do depósito, durante um período de quatro anos.	37
Fig. 26 – Potência dissipada através de perdas térmicas para as várias geometrias de depósito.	38
Fig. 27 – Relação entre potência dissipada e diferencial de temperatura, entre o interior e o exterior do depósito.	39
Fig. 28 - Relação entre o caudal de circulação e a variação de temperatura nos colectores.	40
Fig. 29 – Relação entre o caudal dos colectores solares e a irradiância.	40
Fig. 30 - Relação entre o caudal de circulação no circuito de climatização, e a temperatura no interior do reservatório.	41

Fig. 31 – Comparação de temperaturas entre depósitos com 3, 10 e 20 zonas térmicas. Período do ano com temperaturas baixas.	41
Fig. 32 – Comparação de temperaturas entre depósitos com 3, 10 e 20 zonas térmicas. Período do ano com temperaturas elevadas.....	42
Fig. 33 – Temperatura nos diferentes níveis do depósito com dez zonas térmicas.	42
Fig. 34 - Variação do tempo de descarga em função da área de colectores solares térmicos e do volume de armazenamento.	43
Fig. 35 - Variação do custo do sistema em função da área de colectores solares térmicos e do volume de armazenamento.	44
Fig. 36 – Representação gráfica do valor das variáveis optimizadas através de algoritmos genéticos, para o sistema 100% solar.	44
Fig. 37 – Representação gráfica do valor das variáveis optimizadas através de algoritmos genéticos, para o sistema 50% solar.	45
Fig. 38 – Custo mínimo e custo médio do sistema 100% solar, para as várias gerações de optimização.	45
Fig. 39 – Custo mínimo e custo médio do sistema 50% solar, para as várias gerações de optimização.	46
Fig. 40 – Valores mensais de energia do segundo ano de simulação.	46
Fig. 41 – Comparação da densidade energética e energia específica do sistema modelado, com diferentes tipos de armazenamento de energia, adaptado de (Fichtner 2011).	47

Nomenclatura

Sigla	Designação	Unidades
g	Aceleração da gravidade	m.s^{-2}
α	Altura solar	$^{\circ}$
ω	Ângulo de azimute solar	$^{\circ}$
A	Área	m^2
A_{col}	Área de colectores	m^2
A_s	Área de superfície de transferência	m^2
C_p	Calor específico	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$C_{p_{liq}}$	Calor específico da fase líquida	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$C_{p_{sól}}$	Calor específico da fase sólida	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Δh_m	Calor latente de fusão	J.kg^{-1}
C	Capacidade térmica	J.K^{-1}
\dot{m}	Caudal mássico	Kg.s^{-1}
\dot{v}	Caudal volumétrico	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
β	Coefficiente de expansão volumétrica térmica	K^{-1}
h	Coefficiente de transferência de calor	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
U_p	Coefficiente global de perdas	$\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
L_c	Comprimento característico	m
k	Condutividade térmica do material	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
I	Corrente eléctrica	A
δ	Declinação solar	$^{\circ}$
J	Dia Juliano	-
α	Difusibilidade térmica	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ε	Emissividade	-
Q	Energia	J
L	Espessura	m
q''	Fluxo térmico	W.m^{-2}
a_m	Fracção mássica	-
G	Irradiância solar	W.m^{-2}
G_0	Irradiância solar no topo da atmosfera	W.m^{-2}
Φ	Latitude local	$^{\circ}$
m	Massa	kg
ρ	Massa volúmica	Kg.m^{-3}
Gr	Número de Grashof	-
N_u	Número de Nusselt	-
Ra	Número de Rayleigh	-
P	Perímetro	m
E_n	Poder emissivo (Corpo Negro)	W.m^{-2}
P	Potência	W
P_{perdas}	Potência de perdas térmicas	W
η	Rendimento	-
η_0	Rendimento óptico do colector	-
$R_{eléctrica}$	Resistência eléctrica	Ω
$R_{t_{cond}}$	Resistência térmica de condução	K.W^{-1}
$R_{t_{conv}}$	Resistência térmica de convecção	K.W^{-1}
$R_{paralelo}$	Resistências associadas em paralelo	K.W^{-1}
$R_{série}$	Resistências associadas em série	K.W^{-1}
q	Taxa de transferência de calor	W
T	Temperatura	-
T_{amb}	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
T_{rede}	Temperatura da água da rede	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
T_{superf}	Temperatura da superfície	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
T_m	Temperatura de mudança de fase	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
T_{∞}	Temperatura distante da superfície	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
T_{col}	Temperatura do fluido do colector	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
T_f	Temperatura final	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
T_i	Temperatura inicial	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
t	Tempo	s
t_f	Tempo final	s
t_i	Tempo inicial	s
ΔT	Variação de temperatura	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
ν	Viscosidade cinemática	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$

Constantes

Sigla	Designação	Valor	Unidades
g	Aceleração da gravidade (Nível do Mar)	9,807	m.s^{-2}
$C_{p_{\text{água}}}$	Calor específico da água (320K)	4180	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
β	Coefficiente de expansão térmica da água (320K)	$4,367 \times 10^{-4}$	K^{-1}
$k_{\text{água}}$	Condutividade térmica da água (320 K)	0,64	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$5,67 \times 10^{-8}$	$\text{J.K}^{-4}.\text{m}^{-2}.\text{s}^{-1}$
$\rho_{\text{água}}$	Massa volúmica da água (320K)	989	Kg.m^{-3}
P_r	Número de Prandtl da água (320K)	3,77	-
ν	Viscosidade cinemática da água (320)	0,001	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$

1. Introdução e estrutura do trabalho

Portugal sempre foi um país importador de energia. Com a introdução da Revolução Industrial em Portugal, e mais tarde com a globalização dos mercados essa tendência aumentou. A energia constitui actualmente um dos mais fortes indicadores de qualidade de vida. Aumentando nas últimas décadas o seu consumo de modo exponencial, principalmente nos países desenvolvidos ou em vias de desenvolvimento. As sociedades contemporâneas necessitam de energia para a maioria das tarefas quotidianas, sendo impensável viver sem este recurso. De acordo com a informação disponibilizada no sítio da Internet da Direcção Geral da Energia e da Geologia (DGEG) sobre Portugal no final de 2010, 29,6% da energia era consumida na indústria, 36,7% nos transportes, 16,6% no sector doméstico, 11,4% nos serviços e 5,8% na agricultura, pescas, construção e obras públicas. De acordo com a mesma fonte, do total da energia consumida apenas 24% dos recursos são endógenos de origem renovável, o que significa uma grande dependência de combustíveis importados de origem fóssil. Esta dependência de recursos importados, torna o país vulnerável a oscilações de preço provocadas por instabilidades políticas, conflitos bélicos, ou catástrofes naturais, existentes nos países de origem. Urge por conseguinte reduzir a dependência energética do país, aumentando a percentagem de energia produzida a partir de fontes renováveis. Neste contexto surge a necessidade de armazenamento de energias renováveis, pois o carácter irregular da produção destas energias, obriga ao armazenamento, por vezes durante curtos períodos de tempos (horas ou dias), outras vezes durante períodos sazonais (meses).

Como resultado da parceria técnico-científica existente entre o LNEG (Laboratório Nacional de Energia e Geologia), e a EDP (Energias de Portugal) surgiu a necessidade de realizar um estudo sobre a viabilidade de integração de um sistema solar térmico com armazenamento sazonal, para condicionamento ambiental de estufas. A instalação a climatizar pertence à EDP - Gestão da Produção de Energia, S.A. e localiza-se junto à CTS (Central Térmica de Setúbal), a qual se encontra inactiva por motivos de rentabilidade económica. O espaço a climatizar é uma estufa com aproximadamente 500 m² de área, destinada à produção de plantas de espécies autóctones e protegidas, de zonas afectadas pela instalação de centrais hidroeléctricas. Anteriormente este espaço era climatizado com efluente térmico oriundo da CTS, mas com a carência deste recurso a necessidade obrigou a estudar alternativas. No presente documento é apresentado o estudo do sistema de armazenamento sazonal de energia térmica agregado a um campo de colectores solares térmicos, bem como os resultados da modelação dinâmica do sistema para um período de dois anos e meio. Este período de simulação representa o tempo mínimo necessário para efectuar um correcto dimensionamento, sendo o segundo ano de simulação um ano típico de funcionamento do sistema. Em alternativa a este sistema foi dimensionada uma bomba de calor para satisfazer a mesma carga. Ambos os sistemas foram estudados de forma a garantir a totalidade da carga, ou trabalhando em conjunto, formando um sistema misto que satisfaça as necessidades. O estudo realizado aferiu o custo das várias soluções possíveis, comparando as diferentes hipóteses para um período de vida de 20 anos.

O trabalho realizado está organizado em onze capítulos principais, e vários subcapítulos.

No **capítulo 1**, é realizada uma breve introdução sobre o panorama energético nacional e a necessidade de armazenamento de energia. Neste mesmo capítulo também é referida a importância do estudo efectuado para a entidade promotora, bem como uma breve descrição da organização do trabalho.

No **capítulo 2**, é tratado o recurso solar existente a nível global, e uma revisão de todos os tipos de armazenamento térmico existentes. Esta abordagem sintética aos conteúdos anteriormente referidos, faz parte do Estado da Arte do trabalho.

No **capítulo 3**, são enunciadas as leis essenciais da física, para a elaboração da simulação térmica.

No **capítulo 4**, é realizada uma descrição do sistema modelado. Efectua-se uma análise, do recurso solar disponível na região de Setúbal, das características dos colectores solares térmicos utilizados, e ainda das características do depósito utilizado.

No **capítulo 5**, é apresentado o modo de funcionamento do sistema. Refere-se à forma como é estudado o efeito da estratificação térmica dentro do depósito, e a partilha de potência entre os vários níveis. Ainda neste capítulo é apresentada a autonomia do sistema, e a integração de um sistema de apoio.

No **capítulo 6**, é explicado o processo de optimização de resultados através do método de algoritmos genéticos.

No **capítulo 7**, está enunciado o método de optimização através de algoritmos genéticos, e a sua interacção com o software de simulação térmica, por forma a minimizar o custo do sistema.

No **capítulo 8**, são apresentados os resultados da simulação térmica efectuada, para os valores de área de colectores e volume de armazenamento optimizados.

No **capítulo 9**, estão enunciadas todas as conclusões passíveis de serem retiradas do estudo efectuado. As conclusões referem-se à modelação dinâmica do sistema de armazenamento térmico, bem como ao processo de optimização de resultados.

No **capítulo 10**, estão expostas algumas sugestões de trabalho futuro, que visam o aperfeiçoamento do estudo efectuado.

No **capítulo 11**, são enunciadas as referências bibliográficas utilizadas para a concepção do estudo.

Um conjunto de seis anexos complementa a estrutura principal do trabalho.

No **anexo I**, é apresentado o código Matlab da função Objectivo, utilizada para optimização dos resultados.

No **anexo II**, é apresentado o código Matlab da função Restrição, utilizada para optimização dos resultados.

No **anexo III**, é exposto o código Matlab, utilizado para realizar a optimização dos resultados sem recorrer à toolbox de optimização do Matlab.

No **anexo IV**, encontram-se todos os gráficos gerados pelo processo de optimização de resultados, do sistema 100% solar.

No **anexo V**, encontram-se todos os gráficos gerados pelo processo de optimização de resultados, do sistema 50% solar.

No **anexo VI**, são exibidas algumas imagens representativas do software de simulação numérica, Matlab Simulink.

2. Estado da arte

2.1 Recurso solar

O Sol é a estrela central do Sistema Solar no qual está incluído o planeta Terra. Esta estrela é responsável pela produção e emissão de luz e calor para toda a vizinhança, chegando aos planetas em seu redor sobre a forma de ondas electromagnéticas. Este calor e luz permitiram o desenvolvimento de todas as formas de vida existentes no planeta Terra. De acordo com (Murphy 2009), bastaria parte do recurso solar disponível no planeta Terra anualmente para satisfazer as necessidades energéticas. Na Fig. 1 estão representadas as principais fontes energéticas disponíveis, bem como o consumo mundial por ano. O volume das esferas representa o recurso disponível, para as energias renováveis os valores são anuais, para os combustíveis fósseis e para o urânio os valores representam o total das reservas descobertas.

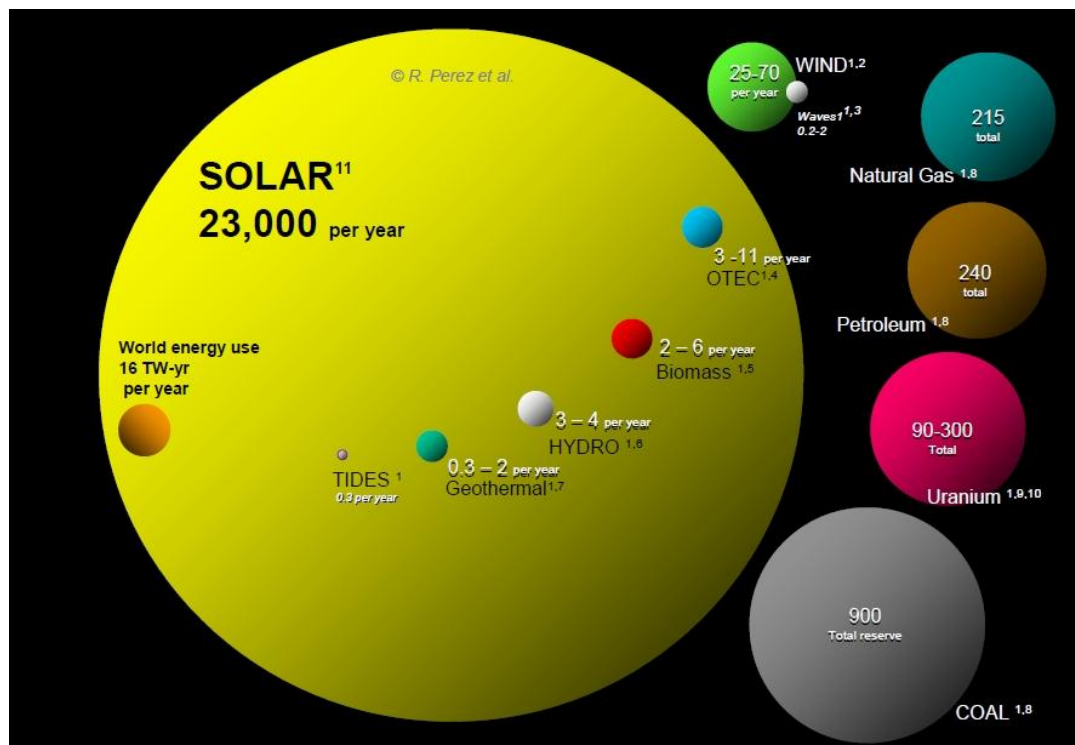


Fig. 1 – Comparação entre os vários recursos energéticos disponíveis, extraído de (Murphy 2009).

Actualmente as dificuldades prendem-se com a conversão da energia solar em energia útil para utilização humana, e com o seu armazenamento de forma fácil e eficaz. O valor da constante solar é obtido para a distância média entre o planeta Terra e o sol, sendo de $1353 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. Este valor pode ser obtido de forma mais rigorosa se não se considerar a distância média entre o Sol e a Terra, resultando em valores diferentes para os vários dias do ano. Segundo (Dwivedi 2009), o valor da constante solar pode ser determinado de acordo com a equação (1), em unidades do sistema internacional [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]. Esta equação determina o valor para os vários dias do ano, sendo que J representa o dia Juliano com início no dia 1 de Janeiro.

$$G_0 = 1353 * \left[1 + 0,034 * \frac{\cos(2 * \pi * J)}{365} \right] \quad (1)$$

Porém grande parte dessa irradiância extraterrestre não chega à superfície terrestre devido a processos de absorção, reflexão e dispersão existentes na atmosfera. Assim, e de acordo com o manual de energia solar térmica (Térmico 2004), a irradiância solar que chega à superfície divide-se em duas componentes: directa e difusa. Analisando o fenómeno radiactivo, é correcto designar por radiação

directa, toda a radiação solar que incide na superfície terrestre sem sofrer qualquer mudança de direcção. A radiação difusa é toda a radiação que incide na superfície terrestre que foi desviada pela atmosfera. A radiação global incidente na superfície terrestre, resulta da junção da radiação directa com a difusa. A Fig. 2 ilustra os processos de dispersão que ocorrem durante a passagem da radiação solar pela atmosfera.

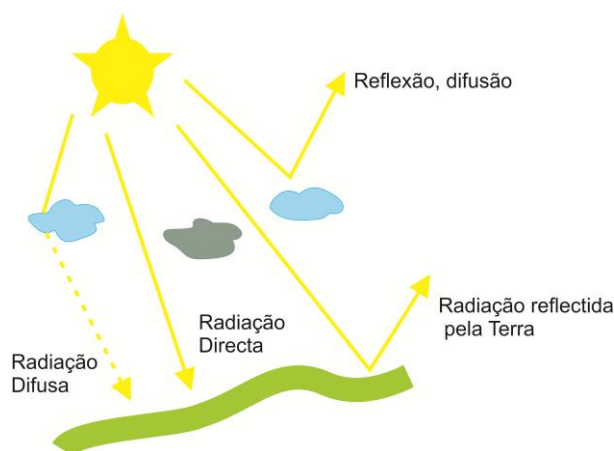


Fig. 2 – Radiação solar global e suas componentes, adaptado de (Térmico 2004).

Como resultados dos processos de absorção e dispersão existentes na atmosfera terrestre, o espectro de radiação, para os vários comprimentos de onda sofre algumas variações, comparativamente com o espectro de radiação extraterrestre. A Fig. 3 ilustra em três séries os valores da irradiância extraterrestre, global e directa, para os vários comprimentos de onda.

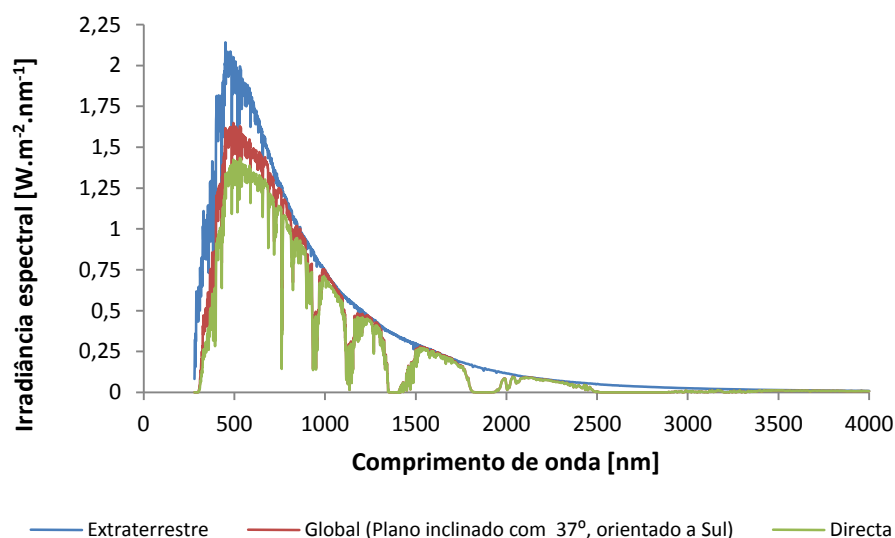


Fig. 3 – Componentes da irradiância em função do comprimento de onda, fonte de dados (ASTM)

Na gama de comprimentos de onda do visível, ou seja entre os 400 nm e os 700 nm, uma parte significativa da radiação incidente no topo da atmosfera é reflectida, não chegando à superfície terrestre, e outra parte da radiação é reflectida. De acordo com (Térmico 2004), a reflexão na atmosfera é causada pela absorção de moléculas como o ozono o vapor de água ou o oxigénio, a difusão de Rayleigh¹ e a difusão de Mie².

¹ A difusão de Rayleigh é proporcional ao inverso do comprimento de onda elevado à quarta potência. Esta difusão é responsável pelas diferentes tonalidades da atmosfera verificadas ao nascer e ao pôr-do-sol.

A posição do planeta Terra relativamente ao Sol varia em ciclos anuais a cada instante. A altura solar, é um dos parâmetros que sofre constantemente alterações devido a essa mudança de posição da Terra, relativamente ao Sol. Assim para cada hora do ano é possível determinar a altura solar α , recorrendo para isso, à latitude local Φ , declinação solar δ e ao ângulo solar local ω .

$$\alpha = \sin^{-1} (\sin \Phi \cdot \sin \delta + \cos \Phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega) \quad (2)$$

$$\delta = 0,13 \cdot \pi \cdot \sin \left[2\pi \left(\frac{284 + J}{365} \right) \right] \quad (3)$$

$$\omega = \frac{\pi}{12} (\text{hora solar local} - 12) \quad (4)$$

2.2 Armazenamento térmico

O armazenamento de energia térmica implica necessariamente rendimentos inferiores a 100%, isto devido à existência de perdas térmicas para o exterior, ou devido às reacções químicas não serem completas e reversíveis. Por forma a minimizar a energia dissipada é possível optar entre diversas formas de armazenamento. De acordo com (Sharma, Tyagi et al. 2009) pode-se dividir o armazenamento térmico em dois grandes grupos: o térmico e o termoquímico. Por sua vez o térmico é dividido em calor sensível e calor latente, e o termoquímico resulta do calor das reacções químicas, ou dos processos de sorção. Deste modo, se determinado aquecimento não implicar mudança de estado designa-se por calor sensível, caso provoque mudança de estado designa-se por calor latente, e caso desencadeie uma reacção química designa-se por termoquímico. Para escolher a opção mais ajustada à necessidade, é essencial conhecer as características de cada processo, e realizar um bom dimensionamento das necessidades. Na Fig. 4 é possível analisar os diferentes tipos de armazenamento de energia térmica.

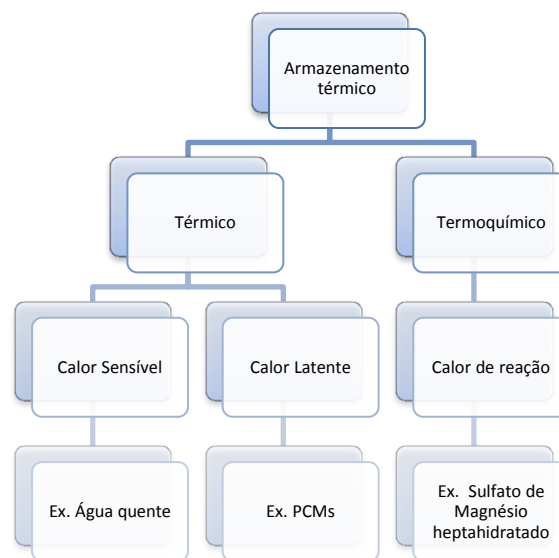


Fig. 4 – Armazenamento de energia térmica, adaptado de (Sharma, Tyagi et al. 2009).

² A difusão de Mie não altera o comprimento de onda das partículas e só interfere na sua direcção.

Segundo as conclusões de (Hadorn 2005), para armazenamento de grandes quantidades de energia durante um período sazonal, as escolhas mais indicadas podem recair sobre: tanques de armazenamento de água quente, armazenamento de calor na rocha de subsolo, ou armazenamento em aquíferos. Na realização do presente trabalho a escolha recaiu sobre o tanque de armazenamento de água quente, pois de todas as soluções possíveis era a que apresentava menor grau de complexidade construtiva, bem como resultados demonstrados.

2.2.1 Térmico

O processo térmico, engloba todos os mecanismos em que a substância de armazenamento é submetida a um incremento de temperatura, sendo posteriormente armazenada até ao momento de utilização do calor. No processo térmico só pode existir mudança de fase da substância, e não podem existir reacções químicas ou processos de sorção.

2.2.1.1 Calor sensível

No armazenamento térmico através de calor sensível, um líquido ou um sólido é aquecido para fazer retenção de calor durante um período de tempo. Neste tipo de armazenamento não existe mudança de fase, e a quantidade de energia armazenada depende do calor específico da substância, da massa do armazenamento, e da variação de temperatura. De acordo com (Sharma, Tyagi et al. 2009) a energia retida num determinado volume de armazenamento sensível, pode ser obtida através da equação (5).

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} m \cdot C_p \cdot dT \quad (5)$$

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \quad (6)$$

Onde Q representa a energia em Joule, T_i e T_f a temperatura inicial e final respectivamente, m a massa de substância e C_p o calor específico. Comparativamente com outras formas de armazenamento, a utilização de calor sensível apresenta algumas vantagens, embora também tenha algumas desvantagens. É vantajoso por ser um processo barato, simples, fiável, totalmente conhecido e amplamente utilizado (Pinel, Cruickshank et al. 2011). O facto de apresentar menor densidade energética que os processos termoquímicos constitui a sua principal desvantagem. No armazenamento de grande escala o calor sensível também tem algumas aplicações. Os sistemas de CSP³ tradicionalmente utilizam armazenamento de calor sensível, com temperaturas entre os 300°C e os 600°C, estes sistemas normalmente usam uma mistura de 60% Nitrato de Sódio com 40% Nitrato de Potássio (Brites 2010). Alguns sistemas de “district heating” realizam armazenamento através de calor sensível, normalmente recorrendo a água como fluido térmico, contudo este processo requer reservatórios com grandes volumes, principalmente se o período de armazenamento for sazonal. Um exemplo desta forma de armazenamento existe em Hamburg-Bramfeld, com um volume de 4500 m³ e com uma área de colectores solares térmicos de 3000 m², este sistema está ligado à rede de distribuição de calor de Hamburg East (Mangold 2010).

2.2.1.2 Calor latente

No armazenamento térmico através de calor latente, o calor fornecido ao material provoca um incremento de temperatura suficiente para permitir a mudança de fase. De acordo com (Sharma, Tyagi et al. 2009), a energia retida no armazenamento latente pode ser determinada através da equação (7).

³ Concentrated Solar Power

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} m \cdot C_{p_{liq}} \cdot dT + m \cdot a_m \cdot \Delta h_m + \int_{T_m}^{T_f} m \cdot C_{p_{sól}} \cdot dT \quad (7)$$

Na equação anterior o primeiro termo representa a energia armazenada na fase líquida do PCM⁴, o segundo termo da equação corresponde à energia de mudança de fase, e o último termo determina a energia retida na fase sólida do PCM. O coeficiente a_m indica a fração mássica de substância que se encontra em mudança de fase, T_m a temperatura de mudança de fase, e Δh_m o calor latente de fusão. Os vários termos da equação (7) estão representados no esquema da Fig. 5 pelas letras A, B e C.

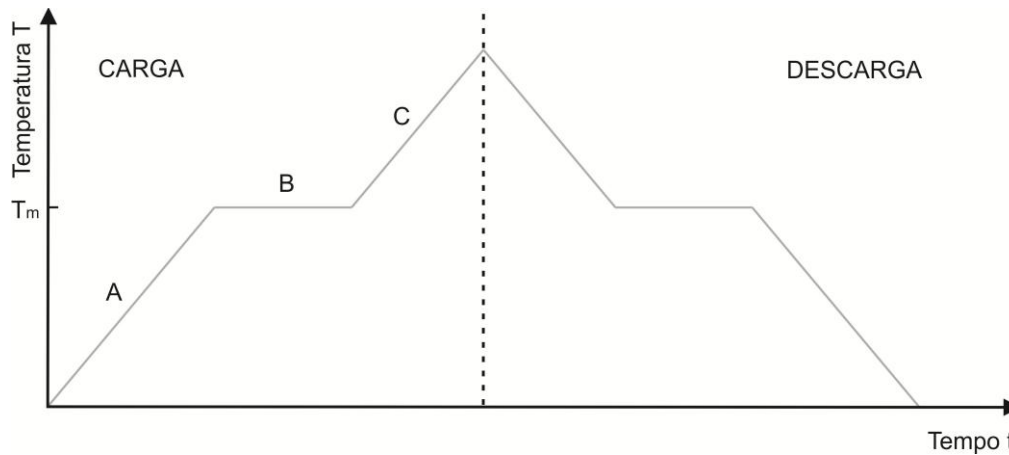


Fig. 5 – Etapas do processo de transição de fase de um PCM.

Os materiais de mudança de fase após o processo de carga podem ser armazenados durante um período de tempo, por forma a reter a energia absorvida, e posteriormente reutilizar a sua energia promovendo-se o regresso do material à sua fase inicial. Este processo tem densidade energética um pouco superior ao armazenamento através de calor sensível, e uma gama de temperaturas de transição de fase muito restrita. Assim para caracterizar um PCM é essencial conhecer a temperatura de transição e o calor latente de mudança de fase.

Neste tipo de armazenamento os materiais mais vulgarmente utilizados são: gelo fundido, parafina, ácidos gordos, sais ou misturas de sais. De acordo com (Zalba, Marín et al. 2003), os materiais tradicionalmente utilizados em armazenamento de calor latente, podem ser divididos em dois grandes grupos, os orgânicos e os inorgânicos. A Fig. 6 mostra de forma esquemática como se pode organizar o armazenamento de calor latente. Os materiais eutéticos são misturas de elementos químicos em concentração ideal, que torna o ponto de fusão o mais baixo possível, e permite reduzir o intervalo de temperaturas de mudança de fase.

⁴ Phase Change Materials



Fig. 6 – Classificação dos materiais de mudança de fase, adaptado de (Zalba, Marín et al. 2003).

Segundo (Zalba, Marín et al. 2003) podem-se enumerar algumas vantagens e desvantagens dos PCMs orgânicos e inorgânicos, bem como outras propriedades importantes dos PCMs. Devido ao elevado número de PCMs existentes, é necessário classificá-los de acordo com os parâmetros da Tabela 1 e Tabela 2, por forma a facilitar a escolha em determinada aplicação.

Tabela 1 – Características dos compostos orgânicos e inorgânicos.

Orgânicos		Inorgânicos	
Vantagens	Desvantagens	Vantagens	Desvantagens
Não são corrosivos;	Baixa entalpia de mudança de fase;	Elevada entalpia de mudança de fase.	Sofrem sobrearrefecimento;
Não sofrem sobrearrefecimento;	Baixa condutividade térmica;		Corrosivo;
Estabilidade química e térmica.	Inflamável.		Baixa estabilidade térmica;
			Separação de fases.

Tabela 2 – Propriedades importantes para um PCM

Propriedades térmicas	Propriedades físicas	Propriedades químicas	Características económicas
Temperatura de mudança de fase adequada à aplicação;	Baixa variação de densidade;	Estabilidade química;	Baixo custo;
Calor latente elevado para a temperatura pretendida;	Densidade elevada;	Baixa tendência para separação das fases;	Abundante.
Condutividade térmica elevada para ambas as fases.	Não sofre sobrearrefecimento.	Não tóxico;	
		Não inflamável;	
		Não poluente.	

O armazenamento de calor latente tem sido alvo de inúmeras investigações nos últimos anos, o que leva ao aperfeiçoamento da tecnologia existente e à pesquisa de novos materiais.

2.2.2 Termoquímico

O armazenamento termoquímico depende da energia absorvida e libertada durante a formação/quebra de ligações químicas. As reacções químicas intrínsecas ao processo termoquímico têm de ser reversíveis, permitindo desta forma a libertação da energia no momento desejado. A eficiência do

processo depende do grau de conversão da reacção e do calor da reacção. Segundo (Bales, Gantenbein et al. 2005) no armazenamento termoquímico podem-se considerar os processos de sorção/dessorção e as reacções químicas.

O armazenamento de energia através de processos de sorção/dessorção consiste na quebra de ligações entre um fluido, na maioria dos casos água, e uma substância adsorvente⁵ ou absorvente⁶ (Brites 2010). Durante o processo de aquecimento, as ligações químicas intramoleculares ficam fragilizadas e acabam por quebrar. Este mecanismo permite a formação de vapor da substância (dessorção). O vapor gerado é condensado e armazenado para uso futuro. O processo de descarga inicia-se com a evaporação do fluido condensado, o qual uma vez no estado de vapor liga-se a uma nova substância (sorção). Este mecanismo de carga e descarga assenta sobre processos de dessorção e processos de sorção, endotérmicos e exotérmicos respectivamente. Segundo (Pinel, Cruickshank et al. 2011) os processos de sorção podem ser divididos em três tipos: absorção, adsorção e reacções sólido/gás. A Fig. 7 ilustra todo o processo de armazenamento descrito anteriormente.

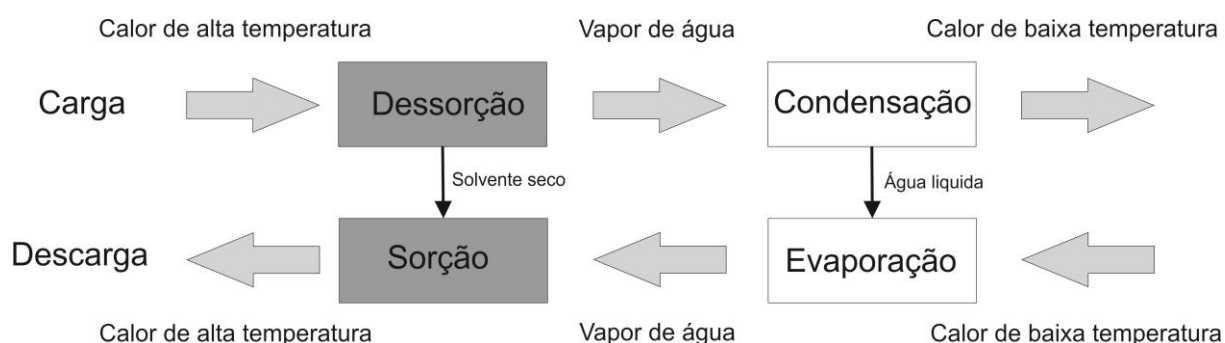


Fig. 7 – Diagrama do processo termoquímico, adaptado de (Bales, Gantenbein et al. 2007).

No armazenamento termoquímico através de reacções químicas, o calor produzido através de colectores solares térmicos pode ser utilizado para promover reacções endotérmicas reversíveis, produzindo desta forma duas substâncias, A e B da Fig. 8. Posteriormente estas substâncias são armazenadas separadamente, e quando for necessário reutilizar o calor promove-se a reacção inversa (exotérmica). Esta reacção dá-se com a junção das substâncias A e B, em alguns casos com o auxílio de um catalisador, e resulta em calor e num fluido de trabalho C.

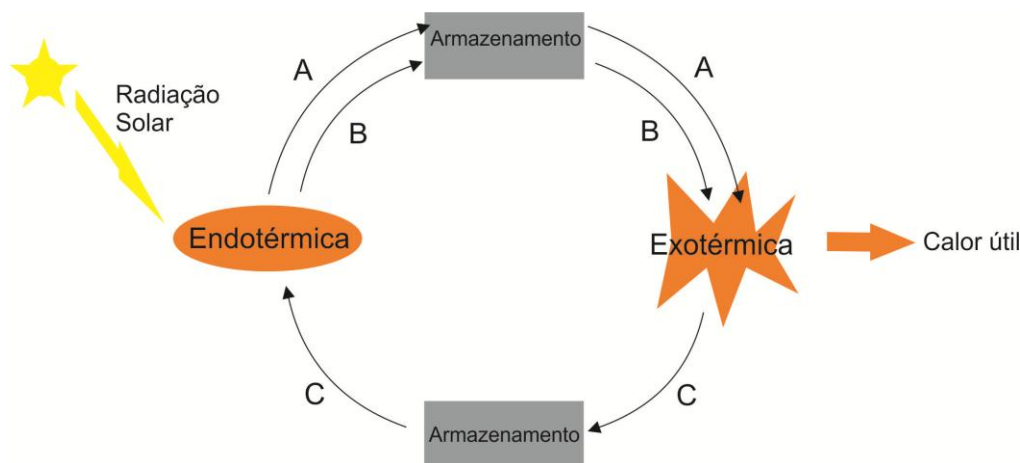


Fig. 8 - Representação esquemática do armazenamento térmico através de reacções químicas, adaptado de (Bales, Gantenbein et al. 2008).

⁵ Substância com grande afinidade para estabelecer ligações a materiais sólidos.

⁶ Substância com grande afinidade para estabelecer ligações com materiais líquidos.

Vários exemplos desta tecnologia foram estudados durante a Task 32 do programa *Solar Heating & Cooling* (SHC) da *International Energy Agency* (IEA). O Sulfato de Magnésio heptahidratado é uma substância com densidade energética na ordem dos $2,8 \text{ GJ.m}^{-3}$. Na Fig. 9 é perceptível o ciclo de armazenamento de calor através de reacções químicas.

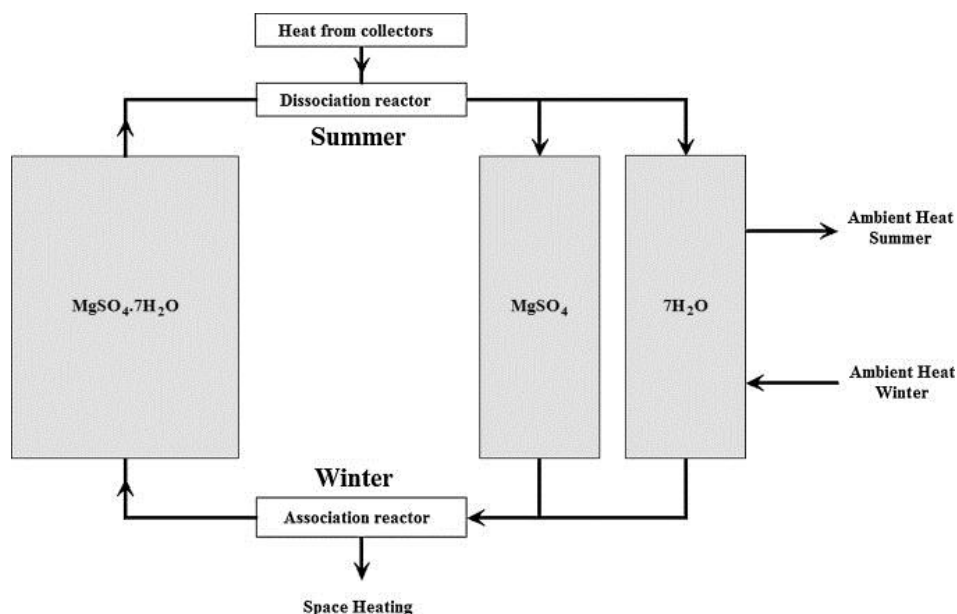


Fig. 9 - Reacções químicas envolvidas no processo de armazenamento de energia através de Sulfato de Magnésio, (Pinel, Cruickshank et al. 2011)

Para além do Sulfato de Magnésio outras substância têm sido objecto de investigação, por forma a criar um conhecimento profundo das suas características, pois só esse conhecimento pode ajudar a encontra soluções de armazenamento viáveis. Devido à complexidade de soluções não é possível escolher a melhor substância para armazenamento de calor, pois todas elas se complementam e têm características que podem ser mais interessantes, dependendo do problema. Na Tabela 3 encontram-se algumas substâncias e propriedades importantes.

Tabela 3 - Materiais mais promissores para armazenamento de energia através de reacções químicas, segundo (Bales, Gantenbein et al. 2005).

Material	Reacção de dissociação	Densidade energética [GJ.m^{-3}]	Temperatura de transição [$^{\circ}\text{C}$]
Sulfato de Magnésio	$\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{MgSO}_4(\text{s}) + 7\text{H}_2\text{O}$	2,8	122
Óxido de Silício	$\text{SiO}_2 \rightleftharpoons \text{Si} + \text{O}_2$	37,9	4065 ou $\text{HF}^7 + 150$
Carbonato de Ferro	$\text{FeCO}_3 \rightleftharpoons \text{FeO} + \text{CO}_2$	2,6	180
Hidróxido de Ferro	$\text{Fe}(\text{OH})_2 \rightleftharpoons \text{FeO} + \text{H}_2\text{O}$	2,2	150
Sulfato de Cálcio	$\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CaSO}_4 + 2\text{H}_2\text{O}$	1,4	89

⁷ Ácido fluorídrico.

3. Princípios físicos

3.1 Primeira lei da termodinâmica

A lei da conservação da energia refere que a energia existente num sistema isolado permanece constante ao longo do tempo. Enunciado de outro modo, a energia não pode ser criada nem destruída, simplesmente pode ser convertida entre as mais diversas formas. Associado a esta lei surge o conceito de energia interna, o qual diz que a energia de um sistema só pode ser alterada através de modificações nos limites do sistema. A primeira lei da termodinâmica introduz uma alteração ao conceito de energia interna, pois diz que é possível alterar a energia de um sistema através de transferências de energia sob a forma de calor ou trabalho. Esta lei da termodinâmica é aplicada em muitos processos físicos, pois permite determinar com rigor a quantidade de energia armazenada em determinado volume de controlo, num determinado intervalo de tempo, através de um balanço energético. Para o exemplo ilustrado na Fig. 10, o balanço de energia está apresentado na equação (8), ou de forma diferencial na equação (9).

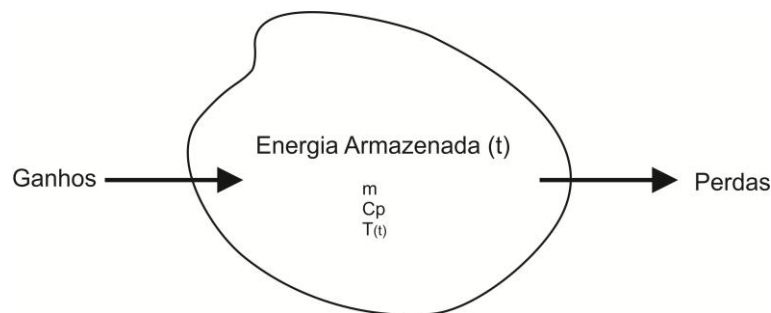


Fig. 10 – Representação esquemática de um balanço de energia.

$$Q_{Armazenada}(t) = Q_{Armazenada}(t - 1) + Ganhos - Perdas \quad (8)$$

$$m \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} = Ganhos - Perdas \quad (9)$$

Por forma a efectuar um correcto balanço energético é necessário aferir com rigor todas as transferências de energia térmica.

3.2 Transferência de calor

A transferência de energia térmica pode efectuar-se através de três processos: condução, convecção e radiação. Na condução, a transferência de energia processa-se através do movimento aleatório das moléculas dentro de um ou mais meios, desta forma pode dizer-se que a condução é um processo microscópico. Na convecção além do movimento aleatório das moléculas, acresce a energia transferida através do movimento global do fluido, designando-se a convecção por movimento macroscópico. Na radiação a transferência de energia realiza-se por radiação electromagnética.

3.2.1 Transferência de calor por condução

Segundo (Incropera, Dewitt et al. 2008), a lei de Fourier descreve a transferência de calor por condução, como o produto entre a condutividade térmica, pelo resultado do quociente da diferença de temperatura com a espessura do material. Por outras palavras, a transferência de calor por condução descreve a transferência de energia a nível atómico e molecular, entre as partículas mais energéticas e as partículas menos energéticas. Considerando um meio sólido com duas extremidades a diferentes

temperaturas, a condução dá-se da superfície mais quente para a superfície mais fria. Para um fluxo de calor unidireccional, a lei apresentada na equação (10), determina o fluxo térmico de condução, e tem unidades $[W.m^{-2}]$.

$$q''_{cond} = -k \frac{\Delta T}{L} \quad (10)$$

Onde k representa a condutividade térmica do material em $[W.m^{-1}.K^{-1}]$, ΔT a variação de temperatura, e L a espessura de material em $[m]$.

A taxa de transferência de calor por condução, resulta do produto entre o fluxo térmico de condução q''_{cond} , e a área de superfície de transferência A_s . Determina-se através da equação (12), e tem unidades $[W]$.

$$q_{cond} = A_s \cdot q''_{cond} \quad (11)$$

A condutividade térmica é uma propriedade física da matéria, que nos informa a quantidade de energia possível de transferir por unidade de comprimento e por grau de variação de temperatura. Tipicamente esta propriedade física encontra-se tabelada, sendo que bons isolantes têm valores inferiores a $0,4 W.m^{-1}.K^{-1}$ e bons condutores têm valores superiores a $100 W.m^{-1}.K^{-1}$.

3.2.2 Transferência de calor por convecção

A transferência de calor por convecção, representa a energia transferida através do movimento molecular aleatório e do movimento molecular global. O fluxo térmico transferido por convecção, conhecida pela lei do resfriamento de Newton, obtém-se pelo produto da diferença de temperatura entre dois meios, pelo coeficiente de transferência de calor. Utilizando a equação (12) é possível obter o fluxo térmico de convecção, em $[W.m^{-2}]$, entrando com o coeficiente de transferência de calor h , que varia de acordo com as características da camada limite.

$$q''_{conv} = h(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (12)$$

Como resultado do produto do fluxo térmico transferido por convecção q''_{conv} , pela área de superfície de transferência A_s , resulta a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento. A taxa de transferência é determinada de acordo com a equação (13), e tem unidades $[W]$

$$q_{conv} = A_s \cdot q''_{conv} \quad (13)$$

No estudo da transferência de calor por convecção, a forma como o coeficiente de transferência de calor $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ é determinado, varia com a natureza do problema.

O número de Nusselt fisicamente representa a razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução, e pode ser calculado de acordo com a equação (14), sendo uma grandeza adimensional.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (14)$$

O comprimento característico de um objecto L_c depende da geometria do objecto em estudo. Para o depósito utilizado, no ponto 4.4.1, estão referidas todas as considerações utilizadas para determinar o valor do comprimento característico.

A convecção pode distinguir-se entre convecção forçada e convecção natural. A ordem de grandeza da convecção forçada é maior que a da convecção natural. No entanto, e no caso do problema em estudo, do armazenamento de um líquido num depósito, quando não há circulação forçada no depósito a convecção natural é o principal método de transferência de calor. Desta forma é detalhado em seguida este processo.

3.2.2.1 Convecção natural

Designa-se por convecção natural, o movimento de um fluido sem a utilização de mecanismos de circulação externa. Neste movimento a principal força exercida sobre o fluido resulta do gradiente de massa volúmica que se verifica entre os vários níveis de circulação. Esta variação de massa deve-se à diferença de temperaturas verificadas nos vários níveis, pois a massa volúmica dos gases e dos líquidos, tendencialmente, diminui com o aumento da temperatura. Assim, num processo de simulação, durante os períodos de paragens de todos os mecanismos de circulação forçada, a simulação contempla a transferência de calor de acordo com os princípios da convecção natural, sendo os seus valores pouco significativos quando comparados com outras formas de transferência de calor.

De acordo com (Incropera, Dewitt et al. 2008), o número de Nusselt, varia com a geometria do recipiente onde se dá a transferência de calor. No contexto do problema, optou-se por considerar placas⁸ imaginárias, as quais têm a superfície inferior arrefecida pelo fluido circulante, e a superfície superior aquecida. Tornando possível determinar o coeficiente de transferência de calor, igualando a equação (15) à equação (14) e resolvendo em ordem a h .

$$Nu = 0,27.Ra_L^{1/4} \quad (15)$$

Por forma a permitir a resolução da igualdade anteriormente descrita foi necessário determinar o número de Rayleigh, o número de Grashof, e considerar o valor de Prandtl constante.

O número de Rayleigh Ra_L representa uma grandeza adimensional que caracteriza o tipo de transferência de calor. Assim, dependendo da geometria do movimento existem valores característicos, abaixo dos quais a troca de calor se dá maioritariamente por condução, e acima dos quais a troca se dá maioritariamente por convecção. O valor de Ra_L pode ser determinado de acordo com a equação (16).

$$Ra_L = Gr_L.Pr \quad (16)$$

O número de Prandtl relaciona a difusibilidade de momento, com a difusibilidade térmica, equação (17), e é por isso uma característica do fluido utilizado. Para as condições do problema em estudo, o valor do número de Prandtl está definido no ponto 4.2.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (17)$$

O número de Grashof pode ser determinado utilizando a equação (18), e indica a razão entre a força de impulsão e a viscosidade do fluido.

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (18)$$

Este parâmetro depende da força da gravidade g , do coeficiente de expansão térmica β , e da viscosidade cinemática da substância ν .

⁸ Placas representadas a laranja na Fig. 18 e Fig. 19

3.2.3 Transferência de calor por radiação

Toda a matéria independentemente do seu estado físico, estando a temperaturas diferentes de zero emite energia sobre a forma de radiação. Essa energia é transferida através de ondas electromagnéticas, não sendo por isso necessário um meio físico. Stefan-Boltzmann definiu um limite máximo de emissão, para uma superfície por radiação, o qual designou por poder emissivo de um corpo negro, e pode ser determinado através da equação (19).

$$E_n = \sigma T_{superf}^4 \quad (19)$$

Onde, sigma ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$) representa a constante de Stefan-Boltzmann, e T_{superf} a temperatura da superfície. No entanto, o fluxo térmico emitido por uma superfície real é menor, assim o segundo membro da equação vem afectado por um factor multiplicativo ε , que varia entre zero e um, e representa a emissividade da superfície. O fluxo térmico emitido por uma superfície real pode ser determinado através da equação (20).

$$E = \varepsilon \sigma T_{superf}^4 \quad (20)$$

3.3 Resistências térmicas

A resistência eléctrica caracteriza o material quanto à sua aptidão para conduzir electrões, e consequentemente corrente eléctrica. A resistência térmica caracteriza o material quanto à sua aptidão para conduzir calor. A lei de Ohm define resistência eléctrica como resultado do quociente entre a diferença de potencial ΔV , e a corrente eléctrica $I_{electrica}$. A equação (21) permite determinar o valor de uma resistência eléctrica, sendo o resultado em $[\Omega]$.

$$R_{eléctrica} = \frac{\Delta V}{I_{electrica}} \quad (21)$$

Comparativamente com a resistência eléctrica, para a resistência térmica, considera-se que a variação de potencial eléctrico equivale à diferença de temperatura entre dois pontos ΔT , e a corrente eléctrica equivale à taxa de transferência de calor q . O valor de uma resistência térmica pode ser determinado de acordo com a equação (22), sendo as unidades do sistema internacional $[\text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$.

$$R_t = \frac{\Delta T}{q} \quad (22)$$

De acordo com (Incropera, Dewitt et al. 2008), o valor da resistência térmica pode ser obtido de diferentes formas, dependendo se é uma resistência de condução ou uma resistência de convecção. Assim, no interior de um material, pode-se calcular a resistência térmica desse material à passagem de calor, ou seja a resistência térmica de condução, equação (23). Esta resistência resulta da igualdade entre as equações (11) e (22).

$$R_{t_cond} = \frac{L}{kA} \quad (23)$$

O parâmetro L referido na equação (23) é a espessura do material, k representa a condutividade térmica do material, ou seja a capacidade do material para conduzir calor, sendo que materiais com baixa condutividade térmica são bons isolantes.

Em zonas onde ocorre convecção, a resistência térmica de convecção pode ser determinada. Esta resistência térmica resulta da igualdade entre as equações (13) e (22).

$$R_{t_{conv}} = \frac{1}{hA} \quad (24)$$

Onde o parâmetro h da equação (24) representa o coeficiente de transferência de calor, determinado a partir do número de Nusselt.

O cálculo de resistências térmicas é essencial para determinar o coeficiente de perdas térmicas dos depósitos de armazenamento de águas quentes. Contudo para determinar este coeficiente é necessário também conjugar várias resistências em série e em paralelo. A Lei de Kirchhoff para a associação de resistências, enuncia que várias resistências em série podem ser somadas e formam uma resistência equivalente, equação (25). Para resistências em paralelo o somatório do inverso das resistências resulta no inverso da resistência equivalente, equação (26).

$$R_{série} = \sum_i R_i \quad (25)$$

$$\frac{1}{R_{paralelo}} = \sum_i \frac{1}{R_i} \quad (26)$$

3.4 Dissipação de calor

A dissipação de calor de um depósito de armazenamento de água por perdas térmicas para o exterior, resulta do produto do coeficiente global de transferência de calor, pela área de superfície exterior, e pela diferença de temperatura existente entre o interior e o exterior. Através da equação (27) é possível determinar a potência dissipada por perdas térmicas em [W].

$$P_{perdas} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (27)$$

O coeficiente global de transferência de calor U , é inversamente proporcional à resistência térmica total das paredes do depósito, sendo calculado de acordo com a equação (28). Este coeficiente representa a potência térmica que atravessa um metro quadrado de superfície com uma diferença de temperatura de um grau.

$$U = \frac{1}{R_{total} \cdot A} \quad (28)$$

O coeficiente global de transferência de calor, depende das características construtivas do depósito, da espessura de material isolante, e das características desse material. O valor é apresentado em [W.m⁻².K⁻¹].

3.5 Balanço Energético

De acordo com (Serway and Jewett 2004), a capacidade térmica C , de uma substância é definida como a quantidade de calor necessária para subir a temperatura da substância um grau, e pode ser determinada através da equação (29), tendo unidades de [J.K⁻¹].

$$Q = C. \Delta T \quad (29)$$

Onde ΔT representa a variação de temperatura em graus Celsius, e Q e energia em Joule. O calor específico ou capacidade térmica mássica C_p , resulta da capacidade térmica mas por unidade de massa, ou seja, é a quantidade de calor necessária para subir a temperatura um grau, a uma substância de massa unitária. Pode-se determinar o calor específico utilizando a equação (30), obtendo-se o resultado em $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$.

$$C_p = \frac{Q}{m. \Delta T} \quad (30)$$

Onde (m) representa a massa de substância em quilograma.

A equação (5) que determina a energia térmica associada à massa de uma substância, foi obtida a partir da equação (30), isolando o termo Q . A equação (31) resulta da divisão de ambos os membros da equação (30) pelo tempo $[s]$, obtendo-se a potência associada à energia armazenada. Na equação (31), P representa a potência em $[W]$ e \dot{m} o caudal mássico em $[kg.s^{-1}]$.

$$P = \dot{m}. C_p. \Delta T \quad (31)$$

Da primeira lei da termodinâmica descrita no ponto 3.1 do presente documento pode obter-se a variação temporal da temperatura num determinado volume de controlo fazendo o balanço entre a potência que entra e a potência que sai desse volume, equação (32). Na Fig. 11 descreve-se este balanço. Na equação (33) obtêm-se a evolução temporal da temperatura.

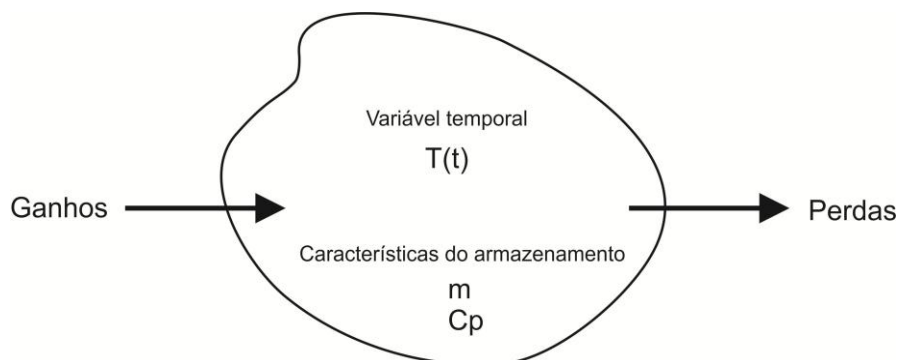


Fig. 11 – Representação do fluxo de energia e sua influência na temperatura.

$$m. C_p \frac{dT}{dt} = P_{Ganhos} - P_{Perdas} \quad (32)$$

$$\Leftrightarrow T(t) = \int_{t_i}^{t_f} \frac{P_{Ganhos} - P_{Perdas}}{m. C_p} dt \quad (33)$$

4. Descrição do sistema

O sistema solar térmico com armazenamento sazonal, foi desenvolvido de forma a armazenar a energia solar incidente nos colectores solares térmicos durante todo o ano. O depósito para armazenamento de calor sensível, utiliza água como fluido térmico. Este sistema transforma a irradiância incidente nos colectores em energia térmica, a qual é utilizada para climatizar a estufa durante um período de 120 dias por ano. A Fig. 12 ilustra de forma esquemática todo o sistema, e os seus principais constituintes.

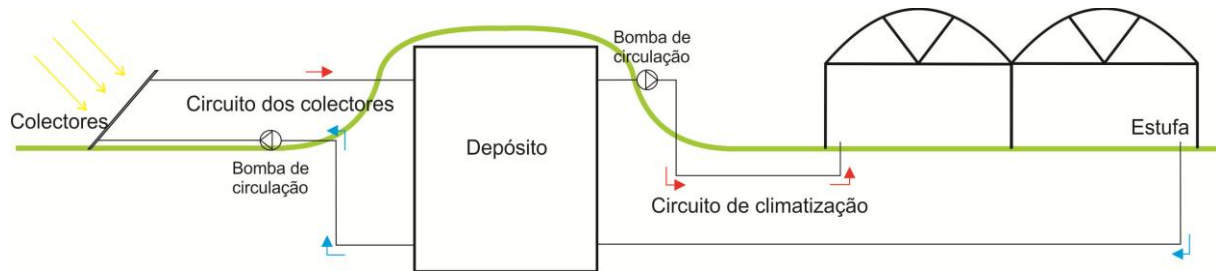


Fig. 12 - Esquema representativo da instalação e principais constituintes.

4.1 Recurso solar em Setúbal

A utilização do recurso solar, pode ser efectuada de forma directa através do aproveitamento da irradiação solar, ou de forma indirecta beneficiando da formação de ventos, marés e biomassa, para transformar posteriormente em energia útil. Esta pluralidade de alternativas derivadas da energia solar, leva-nos constantemente a procurar soluções renováveis para problemas energéticos, por forma a que, no futuro as principais fontes de energia sejam limpas e renováveis. No presente capítulo pretende-se caracterizar o recurso solar disponível na região de Setúbal.

O gráfico da Fig. 13 foi obtido a partir da equação (2), e no qual é possível verificar a variação da altura solar em Setúbal (Latitude: $38^{\circ}30'$) em quatro dias típicos do ano. Da análise deste gráfico constata-se que a altura solar máxima no solstício de Verão é superior a 70° , e no solstício de Inverno a altura solar máxima é próxima de 30° .

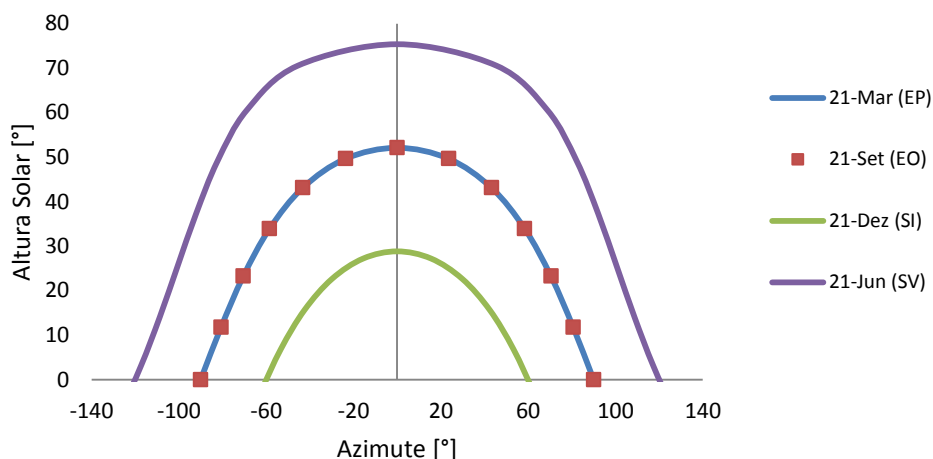


Fig. 13 - Altura solar nos solstícios e nos equinócios em Setúbal

A Fig. 14 ilustra a irradiância global incidente em Setúbal num plano horizontal em três meses típicos do ano, sendo perceptível que nos meses quentes a irradiância duplica comparativamente com os meses frios.

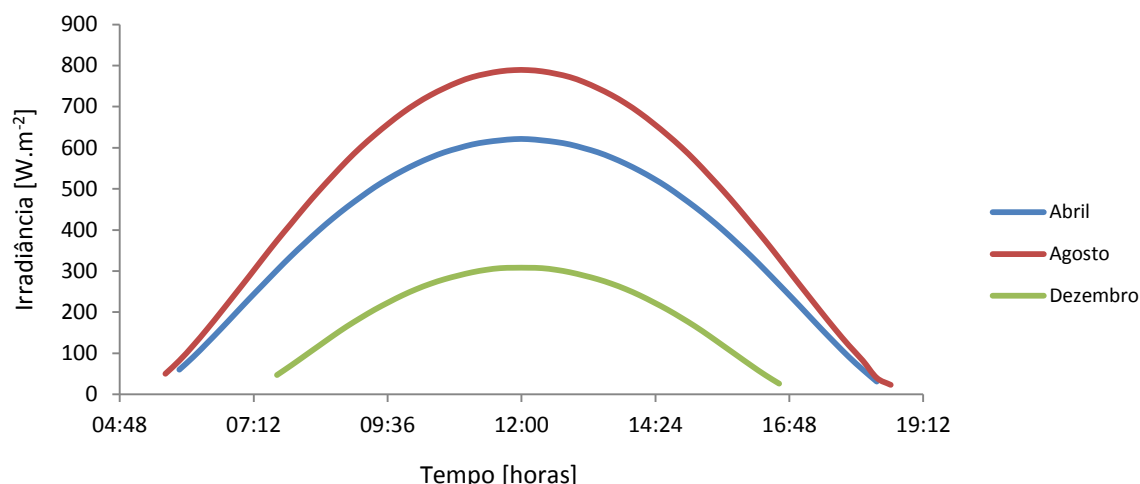


Fig. 14 – Irradiância global incidente no plano horizontal em Setúbal, fonte de dados (PVGIS)

Quando as necessidades energéticas são na verdade necessidades de calor, a energia solar térmica assume um papel de relevo, produzindo calor directamente da irradiância solar. Grande parte desse calor é produzido fora do período em que é necessário, o que obriga a proceder ao seu armazenamento. A energia solar térmica, é principalmente utilizada para aquecimento de água para uso doméstico, e águas quentes de processo, contudo actualmente já existem outras aplicações. A climatização de espaços, é uma dessas aplicações dos colectores solares térmicos, para produção de calor destinado a aquecimento, ou utilizando *chillers* para arrefecimento.

Os sistemas solares de aquecimento, requerem armazenamento de calor durante longos períodos, de modo a possibilitar o aproveitamento do recurso solar existente no Verão, para aquecimento de espaços no Inverno. De forma a minimizar as necessidades de armazenamento, opta-se pelo aumento da inclinação dos colectores solares térmicos relativamente ao ângulo óptimo de utilização. Com valores superiores ao ângulo óptimo de inclinação, a produção anual do colector é inferior, contudo o colector produz mais no Inverno e menos no Verão, o que provoca uma redução das necessidades de armazenamento. Conclusão perceptível através da análise da Fig. 15, onde se verifica que no plano horizontal, a energia incidente por unidade de área e por dia, é superior à energia incidente para as restantes inclinações no pico do Verão, porém com inclinações superiores ao ângulo óptimo a produção é superior no período de Inverno.

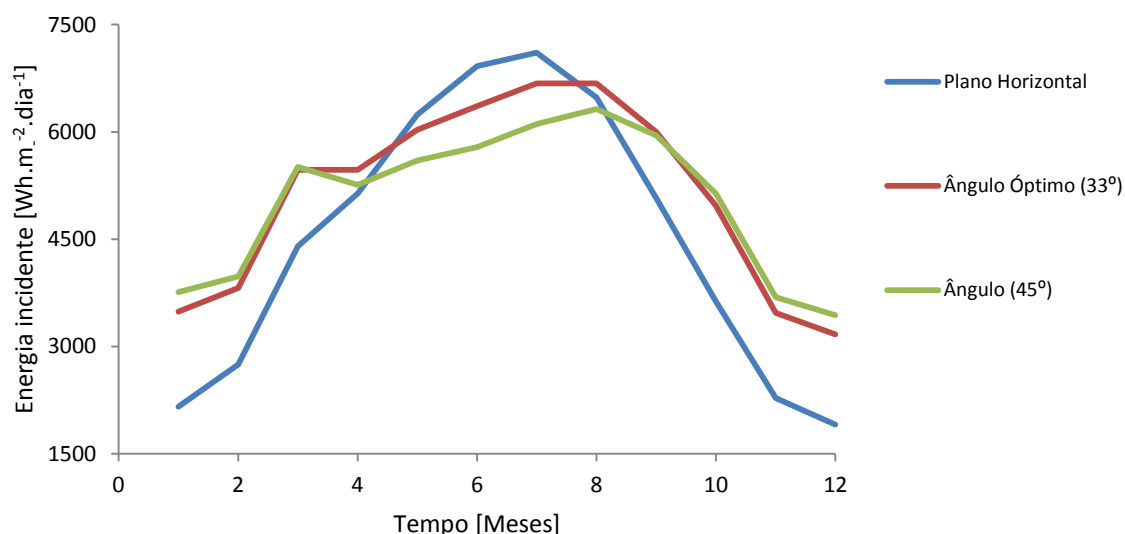


Fig. 15 – Variação da energia incidente por unidade de área para várias inclinações, fonte de dados (PVGIS)

Da análise do gráfico anterior, conclui-se que seria vantajoso utilizar um ângulo de 45° de inclinação, na modelação dinâmica do sistema. Assim recorreu-se a uma série anual de dados meteorológicos de Lisboa, com valores de temperaturas e radiação no plano com igual inclinação.

4.2 Fluido térmico

O fluido de trabalho utilizado no projecto de armazenamento sazonal de energia térmica, foi a água. A escolha desse fluido, para realizar armazenamento através de calor sensível, foi influenciada essencialmente pelo: calor específico da água ser elevado, a viscosidade ser reduzida, ser um recurso abundante e com baixo custo. O custo dos colectores solares térmicos para este fluido, devido ao uso generalizado, também é inferior ao custo de colectores para outros fluidos. A utilização de outros fluidos, como por exemplo o óleo, permitiriam maiores temperaturas contudo, o seu custo mais elevado e a sua viscosidade representam algumas desvantagens comparativamente com a água. Alguns dos parâmetros que caracterizam a água, estão descritos em seguida, e os valores utilizados estão referidos em resumo na Tabela 4.

A massa volúmica de uma substância, como o próprio nome indica, resulta do quociente entre a massa e o volume que essa substância ocupa. Com a variação de temperatura da substância, o valor da massa volúmica também sofre uma ligeira alteração, devido ao afastamento entre as partículas. No sistema internacional as suas unidades são $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$. No problema em estudo foi considerado um valor de massa volúmica de $989 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, para uma temperatura média do fluido de 320 K.

O calor específico C_p , é um parâmetro característico do fluido, e pode ser determinado de acordo com a equação (30). No sistema internacional, o calor específico tem unidades $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$. Para as condições do problema em estudo, foi considerado um valor constante para o calor específico da água a 320 K de $4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

A condutividade térmica k , caracteriza um material quanto à sua capacidade para transmitir calor, e pode ser obtida como resultado da divisão do produto do fluxo térmico com a espessura pela variação de temperatura. No sistema internacional a condutividade térmica tem unidades de $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$. Materiais com uma grande condutividade térmica são utilizados em dissipadores de calor, e materiais com baixa condutividade térmica são utilizados como isolantes térmicos. No caso de estudo o valor da condutividade térmica utilizado para a água foi $0,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, para uma temperatura média de 320 K.

O valor do número de Prandtl para a água, pode ser determinado para as várias temperaturas de utilização do fluido, de acordo com a equação (17). Contudo este valor foi considerado constante para as condições do problema, a uma temperatura média de 320 K, sendo o seu valor de 3,77. Esta grandeza adimensional resulta da razão entre a difusibilidade de momento e a difusibilidade térmica.

A viscosidade dinâmica é um parâmetro que caracteriza a capacidade de escoamento de um fluido para uma dada temperatura. A viscosidade cinemática ν , resulta do quociente entre a viscosidade dinâmica e a massa volúmica do fluido. Para a água, foi considerada uma viscosidade cinemática de $0,001 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, para uma temperatura média de 320 K.

O coeficiente de expansão térmica β , determina a variação de volume de um fluido, quando sujeito a uma alteração de temperatura. O coeficiente de expansão térmica, no sistema internacional tem unidades de $[\text{K}^{-1}]$. Para a água a 320 K, o seu valor é de $0,4367 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$.

Tabela 4 – Quadro resumo de parâmetros característicos da água.

	Massa Volúmica (ρ)	Calor específico (C_p)	Condutividade térmica (k)	Número de Prandtl (Pr)	Viscosidade cinemática (ν)	Coefficiente de expansão térmica (β)
Temperatura [K]	320	320	320	320	320	320
Valor	$989 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$0,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	3,77	$0,001 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	$0,4367 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$

4.3 Colectores solares térmicos

O colector solar térmico, é um equipamento que transforma irradiância solar em calor, e transfere esse calor para um fluido circulante, normalmente ar, água ou óleo. No mercado existem vários tipos de colectores solares térmicos, com características diversas, e com diferentes aplicabilidades. No estudo efectuado optou-se por utilizar um colector solar térmico de água, pois devido à massificação desta tecnologia, os custos destes equipamentos são mais acessíveis. Devemos salientar que no presente documento o objectivo é estudar, um colector do tipo plano com bons parâmetros característicos, integrado num sistema de armazenamento sazonal. O estudo efectuado, não pretende determinar qual o tipo de colectores mais ajustados, a armazenamento sazonal através de calor sensível. Contudo, e de acordo com as referências bibliográficas (SHC 2008) e (Kalogirou 2004), os principais tipos de colectores e algumas das suas características mais importantes, estão referidas na Tabela 5.

Tabela 5 – Principais tipos de colectores solares térmicos e suas características, adaptado de (Kalogirou 2004).

Movimento	Tipo de colector	Tipo de absorvedor	Taxa de concentração	Intervalo de temperatura [° C]
Estacionário	Plano	Plano	1	30-80
	Tubo de vácuo	Plano	1	50-200
	Parabólico composto (CPC)	Tubular	1-5	60-240
1-eixo	Concentrador parabólico	Tubular	10-40	60-250
	Concentrador linear de Fresnel	Tubular	15-45	60-300
	Secção cilíndrica	Tubular	10-50	60-300
2-eixos	Reflector de prato parabólico	Pontual	100-1000	100-500
	Campo de helióstatos	Pontual	100-1500	150-2000

O rendimento dos colectores solares térmicos, é um parâmetro de variação instantânea, pois depende de parâmetros como: temperatura do fluido circulante, temperatura ambiente, e irradiação incidente no colector. O valor do rendimento pode ser obtido através da equação (34), onde η representa o rendimento, η_0 o rendimento óptico do colector, a_1 o coeficiente linear de perdas térmicas, a_2 o coeficiente quadrático de perdas térmicas, T_{col} a temperatura do fluido circulante no colector, e G a irradiação incidente no plano do colector.

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \left(\frac{(T_{col} - T_{amb})}{G} \right) - a_2 \cdot \left(\frac{(T_{col} - T_{amb})^2}{G} \right) \quad (34)$$

Para o estudo efectuado foi escolhido o colector solar térmico P 2.4, do fabricante português Permasol. Este colector é do tipo plano e apresenta rendimento óptico de 0,795, coeficiente linear de perdas térmicas de $4,10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, e coeficiente quadrático de perdas térmicas de $0,001 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Este colector embora tenha um coeficiente linear de perdas térmicas relativamente elevado, o facto de ter um rendimento óptico bom e um baixo coeficiente quadrático de perdas térmicas, compensa o parâmetro desfavorável, obtendo um maior rendimento.

4.4 Depósito

O armazenamento de energias renováveis possibilita maior produção, e consequentemente maior consumo renovável e menor consumo fóssil, tornando o armazenamento de energias renováveis essencial na gestão energética. O armazenamento de energia através de calor sensível requer recipientes para armazenamento de líquidos com elevadas temperaturas, o que implica obrigatoriamente isolamento térmico. Os sistemas mais comuns neste tipo de armazenamento utilizam

água quente para armazenamento do calor, embora também existam sistemas que utilizam outros fluidos, como por exemplo, óleo. Na modelação do sistema estudado, o fluido utilizado é água, e o depósito tem características sazonais, ou seja, elevado volume e consequentemente elevada resistência física por forma a suportar a massa da água. Nos pontos 4.4.1, 4.4.2 e 4.4.4 são apresentadas as principais características construtivas do depósito.

4.4.1 Geometria do depósito

A geometria do depósito, é um parâmetro que influencia as perdas térmicas do depósito para o exterior, pois consoante a geometria, varia a área de superfície que contacta com o exterior, e consequentemente a energia dissipada. Na modelação efectuada foram estudadas três geometrias diferentes: esférica, cúbica e cilíndrica, apresentando-se os resultados térmicos de comparação dos vários depósitos no ponto 8 do presente documento. Para facilitar a construção a escolha não recaiu sobre o depósito com menores perdas térmicas, mas sim sobre o depósito cilíndrico, pois de todas as geometrias, é aquela que apresenta maior resistência e maior facilidade construtiva. O processo de optimização dos resultados térmicos foi realizado para a geometria cilíndrica, exclusivamente.

Nos exemplos de depósitos considerados, de geometria esférica, cúbica, e cilíndrica, considerou-se o comprimento característico como o quociente entre a área da superfície de transferência (A_s), e o perímetro da superfície (P). O comprimento característico foi determinado através da equação (35) e tem unidades de comprimento.

$$L_c = \frac{A_s}{P} \quad (35)$$

4.4.2 Capacidade

Os sistemas solares para armazenamento térmico de águas têm capacidades variáveis, dependendo da sua utilização. Tipicamente os sistemas para utilização doméstica têm volumes de armazenamento semelhantes ao volume de consumo diário, o que representa aproximadamente 50 a 70 l.pessoa⁻¹. Nos sistemas de armazenamento sazonal, os volumes aumentam significativamente, como resultado do aumento do tempo de armazenamento. A dimensão destes sistemas, é influenciada pelo consumo, sendo a ordem de grandeza deste tipo de armazenamento sazonal, na ordem das centenas de metros cúbicos. Alguns sistemas de armazenamento sazonal de energia solar térmica foram construídos para distribuição de calor em cidades/vilas. Dois exemplos desses armazenamentos são: no Canadá um sistema semelhante funciona há vários anos e tem um volume de armazenamento na ordem dos 34.000 m³, (Sibbitt, McClenahan et al. 2012), e na Alemanha em Hamburg um sistema com volume de armazenamento de 4.500 m³, (Mangold 2010).

4.4.3 Caudal

A circulação no interior do depósito, varia ao longo do tempo, pois depende do caudal do circuito de climatização, e do caudal dos colectores solares térmicos. Na Fig. 12 estão representados os dois circuitos que influenciam a circulação no interior do depósito e consequentemente a estratificação térmica. A circulação em ambos os circuitos é directa, não existindo qualquer tipo de permutador térmico no depósito. Esta escolha justifica-se com o facto de a única utilização existente para o fluido térmico ser climatizar a estufa, através dos dissipadores de calor instalados no interior da mesma. Assim, todo o sistema funciona em circuito fechado, o que permite controlar as características do fluido.

O valor tipicamente utilizado em caudais de colectores solares térmicos é $\dot{v}_{col} = 1 \text{ l.min}^{-1}.\text{m}^{-2}$. Utilizando a equação (36), é possível obter o valor do caudal de circulação do circuito dos colectores, em unidades do sistema internacional, ou seja em quilograma por segundo.

$$\dot{m}_{col} = \frac{\dot{v}_{col}}{1000} \times A_{col} \times \rho_{\acute{a}gua} \times \frac{1}{60} \quad (36)$$

Por forma a evitar a entrada de água no depósito, a uma temperatura inferior à temperatura mínima verificada no depósito, o caudal que circula no circuito dos colectores \dot{m}_{col} , é accionado por uma bomba de circulação. Assim, só ocorre circulação do fluido, quando a temperatura à saída dos colectores solares térmicos, é 5 graus superior à temperatura na zona inferior do depósito (sistema de controlo diferencial dos colectores solares).

Para determinar a temperatura da água à saída do campo de colectores solares térmicos, foi necessário considerar que o caudal no circuito dos colectores \dot{m}_{col} , não sofria paragens, sendo sempre diferente de zero. Deste modo, igualando a potência produzida pelo conjunto de colectores solares, à diferença de potências entre a entrada e a saída dos colectores, obteve-se a temperatura da água à saída dos colectores, equação (37).

$$\begin{aligned} \eta \cdot G \cdot A_{col} &= (T_{out_col} - T_{inf}) \cdot \dot{m}_{col} \cdot C_{p_\acute{a}gua} \\ \Leftrightarrow T_{out_col} &= \frac{\eta \cdot G \cdot A_{col}}{\dot{m}_{col} \cdot C_{p_\acute{a}gua}} + T_{inf} \end{aligned} \quad (37)$$

O caudal do circuito de climatização varia de acordo com a potência de climatização necessária, tal facto, deve-se à necessidade de assegurar uma boa permuta térmica dos dissipadores de calor, e para isso é necessário garantir uma diferença de temperatura nos dissipadores da estufa de 6 graus. No exemplo modelado, a potência necessária para climatização foi de $50kW$ durante 120 dias no ano, ou seja, o circuito de climatização funciona apenas nos últimos e nos primeiros 60 dias de cada ano, e o caudal de circulação é determinado através da equação (38).

$$\begin{aligned} P_{carga} &= \dot{m}_{estufa} \cdot C_{p_\acute{a}gua} \cdot \Delta T_{dissipador} \\ \Leftrightarrow \dot{m}_{estufa} &= \frac{P_{carga}}{C_{p_\acute{a}gua} \cdot \Delta T_{dissipador}} \end{aligned} \quad (38)$$

A circulação no interior do depósito varia durante o processo de simulação, podendo ser nula nos períodos em que ambos os circuitos estão parados.

O depósito está equipado com um sistema de válvula de segurança, por forma a garantir que a temperatura do fluido nunca ascende a $95^{\circ}C$.

4.4.4 Isolamento térmico

Para os sistemas domésticos existem vários tipos de depósitos disponíveis no mercado, com diversas capacidades. Dependendo da utilização pretendida pode-se escolher o depósito mais adequado, tanto em capacidade como em características. O isolamento é uma das características importantes num depósito de armazenamento de água quente, por reduzir substancialmente as perdas térmicas para o exterior. O isolamento de depósitos pode ser realizado com diversos materiais, basta que estes tenham características isolantes, ou seja baixa condutividade térmica. Na modelação do sistema de armazenamento sazonal as dimensões dos depósitos são consideravelmente superiores, o que implica diferentes métodos de construção de depósitos, com maior resistência e com outros materiais. Considerou-se para a simulação térmica um depósito construído em betão com uma espessura de 0,3 m, seguido de uma camada de poliuretano com 0,1 m, e por ultimo uma superfície exterior em alvenaria de tijolo com 0,15 m de espessura. A Fig. 16 representa a constituição física do depósito.

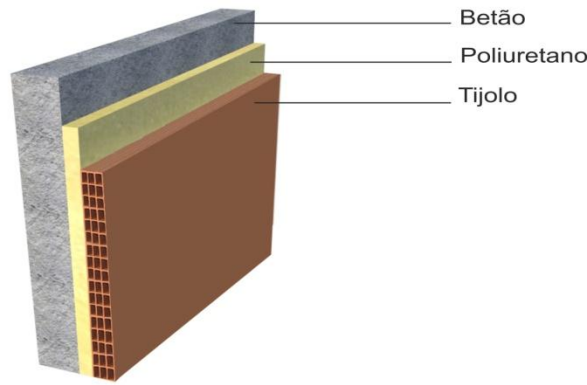


Fig. 16 - Corte representativo da constituição do depósito.

As resistências térmicas de cada material constituinte do depósito foram determinadas de acordo com a equação (23), por unidade de área superficial. Apenas o cálculo da potência transferida através das paredes do depósito é afectado pela área de superfície. Os cálculos das resistências térmicas, foram efectuados de acordo com as equações (39) a (41).

$$R_{t_cond_betão} = \frac{L_{betão}}{k_{betão}} = \frac{0,3}{1,4} = 0,214 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (39)$$

$$R_{t_cond_poli} = \frac{L_{poli}}{k_{poli}} = \frac{0,1}{0,029} = 3,449 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (40)$$

$$R_{t_cond_tijolo} = \frac{L_{tijolo}}{k_{tijolo}} = \frac{0,15}{0,7} = 0,214 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (41)$$

A resistência térmica total da parede determina-se de acordo com a Lei de Kirchhoff para a associação de resistências em série, equação (25). Para a parede considerada os cálculos são indicados na equação (42), e o resultado é apresentado na equação (44).

$$R_{parede} = \sum (R_{t_cond_betão} + R_{t_cond_poli} + R_{t_cond_tijolo}) \quad (42)$$

$$R_{parede} = \sum (0,214 + 3,449 + 0,214) \quad (43)$$

$$R_{parede} = 3,877 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (44)$$

O coeficiente global de transferência de calor do depósito foi obtido por unidade de área, de acordo com a equação (28). Os cálculos efectuados podem ser verificados na equação (45).

$$U = \frac{1}{3,877} = 0,258 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot K^{-1} \quad (45)$$

Da sequência de cálculos anteriormente descrita resulta a potência térmica transferida pelas paredes do depósito de armazenamento sazonal, a qual é determinada de acordo com a equação (27). O resultado da potência térmica transferida pelas paredes do reservatório é apresentado na Fig. 26 do ponto 8 do presente documento, para as três geometrias de depósito.

4.4.5 Estratificação

Segundo (Dwivedi 2009), os processos de estratificação térmica no interior de um depósito são influenciados por vários factores, como por exemplo: variação da massa volúmica do fluido de trabalho com a variação da temperatura, circulação de fluido no interior do depósito, ou a existência de uma zona de barreira térmica.

No caso de estudo, o fluido de trabalho considerado é a água, e a circulação no interior do depósito varia de acordo com o caudal de circulação nos colectores solares, e com o caudal de circulação do circuito de climatização da estufa. Na modelação térmica efectuada existem dez zonas térmicas, para as quais é determinada a temperatura da água. Entre zonas não existe nenhuma separação física, sendo os processos de transferência térmica executados de acordo com o descrito no ponto 5.1. O estudo efectuado no presente trabalho, modelou a estratificação para diferentes partições dos reservatórios : 3, 10 e 20 camadas, sendo determinadas as temperaturas em cada uma destas camadas. O reservatório considerado não possui barreira térmica, embora de acordo com (Dwivedi 2009), a utilização de uma barreira térmica, fosse vantajoso pois aumentaria a diferença de temperatura entre a zona inferior do reservatório e a zona superior, o que beneficiaria o rendimento dos colectores solares térmicos.

4.5 Estufa

A estufa destinada à produção de plantas de espécies protegidas, constitui um dos constituintes principais do sistema. A necessidade de climatização desta infra-estrutura com aproximadamente 500 m², requer uma potência de 50 kW, de modo constante durante 120 dias por ano. A climatização é efectuada nos últimos e nos primeiros 60 dias de cada ano. A estufa está equipada com um sistema de dissipadores de calor através dos quais circula o fluido de trabalho, e por um conjunto de bombas de circulação. Para garantir um bom funcionamento dos dissipadores de calor, é conveniente assegurar uma diferença de temperatura no circuito de climatização de aproximadamente 6 °C. Deste modo para satisfazer uma carga de climatização constante de 50 kW, foi necessário ajustar o caudal de circulação para 7.200 l.h⁻¹.

5. Modelação dinâmica do sistema de armazenamento

A simulação dinâmica do sistema de armazenamento sazonal de energia solar térmica, foi efectuada com o auxílio do software Matlab Simulink. Para desenvolver este processo de simulação, foi necessário introduzir criteriosamente todas as características do sistema no modelo conceptual, de forma a que os resultados da simulação, sejam o mais próximo possível da realidade. As equações fundamentais do processo, normalmente associadas à Mecânica de fluidos e à Transferência de calor e massa, foram introduzidas no modelo, de forma a obter resultados de acordo com o teoricamente esperado. A simulação dinâmica para sistemas de armazenamento sazonal através de calor sensível foi realizada numa primeira fase, para sistemas de escala doméstica e com perfis de consumo conhecidos. Após um correcto dimensionamento deste sistema de escala mais reduzida, este sistema foi testado em condições limite e analisaram-se os resultados obtidos, que uma vez de acordo com o previsto, permitiram avançar para sistemas de maior escala.

5.1 Modo de funcionamento

Tendo como objectivo realizar um correcto dimensionamento do sistema de armazenamento sazonal de energia térmica, tornou-se necessário desenvolver um modelo dinâmico, no qual eram transmitidas todas as entradas e saídas do sistema. O modelo contempla um depósito para armazenamento de água e colectores solares térmicos como fonte de calor.

Numa primeira fase, começou-se por dimensionar um sistema simples, e com um volume de armazenamento semelhante ao doméstico. Sistema que simulava a temperatura dentro de um depósito, no qual se introduzia água proveniente da rede pública a uma temperatura considerada constante, e água quente proveniente dos colectores solares térmicos, que funcionavam com um rendimento constante de 0,6, durante o período diurno. Este modelo simples foi aperfeiçoado por forma a aproximar-se de um modelo de armazenamento sazonal de energia térmica.

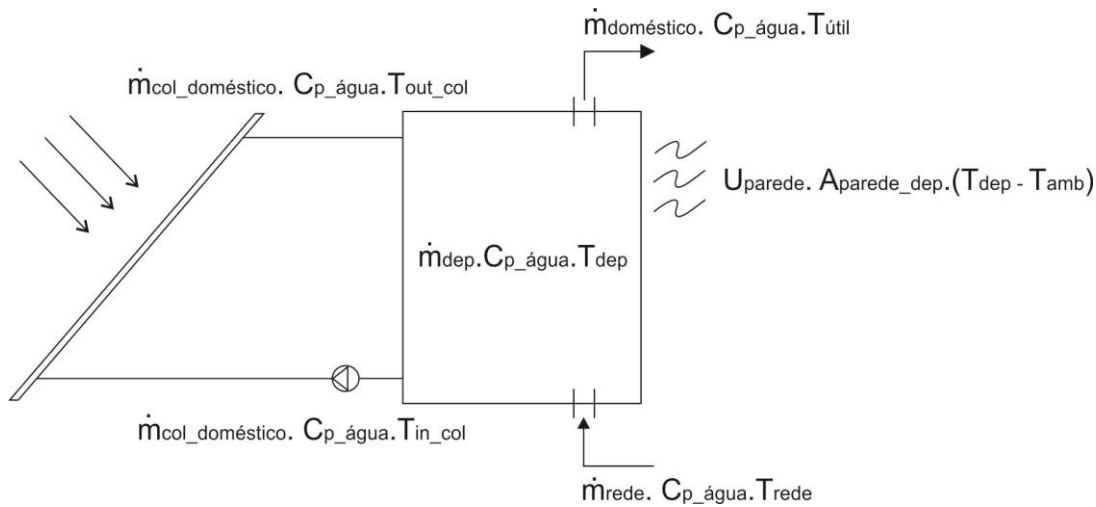


Fig. 17 – Ilustração representativa do primeiro modelo de depósito utilizado.

O modelo representado na Fig. 17 ilustra um modelo semelhante ao primeiro modelo a ser simulado, ou seja um modelo de pequenas dimensões e sem estratificação térmica no interior do depósito. Através da equação (46) é efectuado o balanço de potências do depósito. A integração em ordem ao tempo, do quociente entre o balanço de potências e o produto do caudal mássico pelo calor específico da água, devolve a temperatura da água no depósito para cada instante de simulação, equação (47).

$$\sum Pot = \sum \dot{m}_{rede} \cdot C_{p,água} \cdot T_{rede} + \dot{m}_{col_doméstico} \cdot C_{p,água} \cdot T_{out_col} - \dot{m}_{col_doméstico} \cdot C_{p,água} \cdot T_{in_col} - \dot{m}_{doméstico} \cdot C_{p,água} \cdot T_{util} - U_{parede} \cdot A_{parede_dep} \cdot (T_{dep} - T_{amb}) \quad (46)$$

$$T_{dep}(t) = \int_{t_i}^{t_f} \left[\frac{\sum Pot}{m_{dep} \cdot C_{p_água}} \right] dt \quad (47)$$

Um segundo modelo mais completo, Fig. 18, foi desenvolvido partindo do modelo anterior. O depósito idealizado não considera membranas de estratificação térmica entre zonas, contudo é possível determinar a temperatura da água, em três níveis distintos. Neste reservatório, para todos os níveis é realizado um balanço de potências, que ao ser integrado em ordem ao tempo devolve a temperatura nessa zona. Devido à variação de temperatura existente entre a zona inferior, e a zona superior do depósito, realiza-se permuta térmica durante o período de circulação, através da movimentação de caudal mássico com diferentes temperaturas. Durante o período de paragem da circulação, a permuta térmica dá-se na sua totalidade através do processo de convecção natural. Durante o período de circulação forçada, a potência que transita entre zonas, é obtida através do produto do caudal mássico pela temperatura do nível de saída, e pelo calor específico da água, equações (48) a (51).

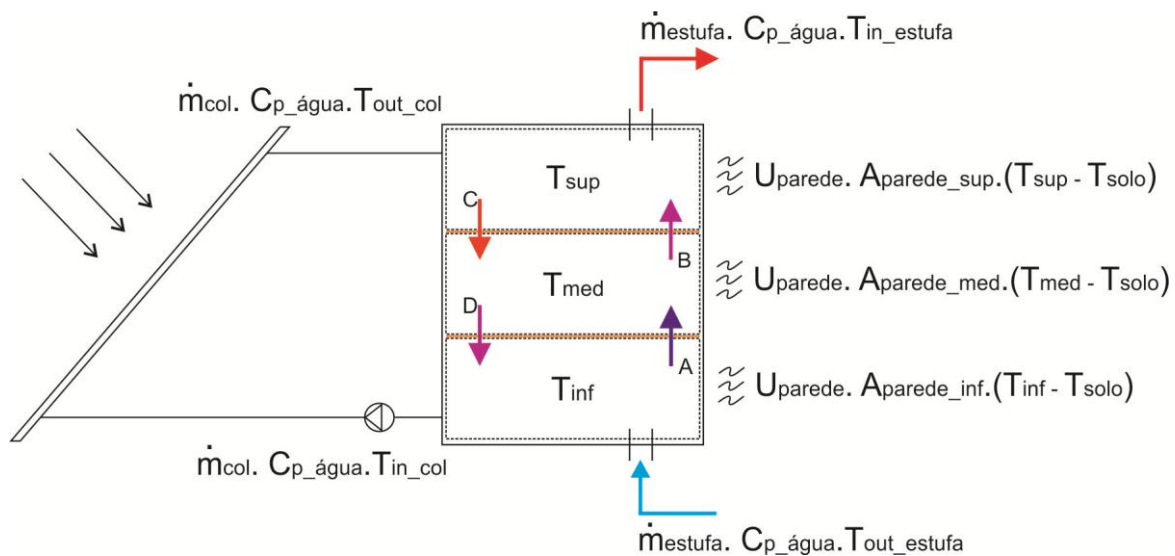


Fig. 18 - Ilustração representativa do modelo com três zonas térmicas.

Na Fig. 18 está representado um depósito com estratificação térmica, e linhas representativas do movimento do fluido entre os vários níveis.

$$A \quad Pot_A = T_{inf} \cdot C_{p_água} \cdot \dot{m}_{estufa} \quad (48)$$

$$B \quad Pot_B = T_{med} \cdot C_{p_água} \cdot \dot{m}_{estufa} \quad (49)$$

$$C \quad Pot_C = T_{sup} \cdot C_{p_água} \cdot \dot{m}_{col} \quad (50)$$

$$D \quad Pot_D = T_{med} \cdot C_{p_água} \cdot \dot{m}_{col} \quad (51)$$

Por forma a determinar a potência transferida através do processo de convecção natural, e de acordo com o enunciado no ponto 3.2.2.1, é necessário obter o valor de Grashof e de Rayleigh, para as várias etapas do processo, equações (52) a (55).

$$\text{A e D} \quad Gr_{L_{A,D}} = \frac{\left| \frac{T_{med} + T_{inf}}{2} - T_{inf} \right| \cdot \beta \cdot g \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (52)$$

$$\text{B e C} \quad Gr_{L_{B,C}} = \frac{\left| \frac{T_{sup} + T_{med}}{2} - T_{med} \right| \cdot \beta \cdot g \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (53)$$

$$\text{A e D} \quad Ra_{L_{A,D}} = Gr_{L_{A,D}} \cdot Pr \quad (54)$$

$$\text{B e C} \quad Ra_{L_{B,C}} = Gr_{L_{B,C}} \cdot Pr \quad (55)$$

Igualando duas diferentes formas de determinar o número de Nusselt, equação (14) e (15), e resolvendo em ordem a h , obteve-se o coeficiente de transferência de calor, para as várias etapas do processo, equações (56) e (57).

$$\text{A e D} \quad h_{A,D} = \frac{0,27 \cdot Ra_{L_{A,D}}^{(1/4)} \cdot k_{\text{água}}}{L_c} \quad (56)$$

$$\text{B e C} \quad h_{B,C} = \frac{0,27 \cdot Ra_{L_{B,C}}^{(1/4)} \cdot k_{\text{água}}}{L_c} \quad (57)$$

Nos períodos de tempo em que não existe circulação forçada no interior do depósito, a única forma de transferência de calor entre os vários níveis, processa-se através de convecção natural. A potência transferida nas várias etapas foi determinada de acordo com as equações (58) a (61).

$$\text{A} \quad Pot_{A_{conv_nat}} = (T_{inf} - T_{med}) \cdot \text{Área}_{base} \cdot h_{A,D} \quad (58)$$

$$\text{B} \quad Pot_{B_{conv_nat}} = (T_{med} - T_{sup}) \cdot \text{Área}_{base} \cdot h_{B,C} \quad (59)$$

$$\text{C} \quad Pot_{C_{conv_nat}} = (T_{sup} - T_{med}) \cdot \text{Área}_{base} \cdot h_{A,D} \quad (60)$$

$$\text{D} \quad Pot_{D_{conv_nat}} = (T_{med} - T_{inf}) \cdot \text{Área}_{base} \cdot h_{B,C} \quad (61)$$

Realizando o somatório das potências de entrada e saída para cada nível, em cada segundo de simulação, e utilizando a equação (33), encontra-se a temperatura instantânea para cada nível do depósito. De salientar que nos balanços de potência abaixo mencionados, ou seja equações (62), (64) e

(66), as potências transferidas entre zonas térmicas no interior do depósito, variam instantaneamente, havendo sempre parcelas do somatório nulas, devido à alternância entre a circulação natural e a circulação forçada. No nível inferior o balanço de potências está descrito na equação (62), e as temperaturas na equação (63). Para efeito de simplificação de cálculo considerou-se que a temperatura a que a água entra no colector solar T_{in_col} igual à temperatura do nível inferior do depósito T_{inf} .

$$\sum Pot_{inf} = \sum \dot{m}_{estufa} \cdot C_{p_água} \cdot T_{out_estufa} + Pot_D + Pot_{D_{conv_nat}} - \dot{m}_{col} \cdot C_{p_água} \cdot T_{in_col} - Pot_A - Pot_{A_{conv_nat}} - U_{parede} \cdot A_{parede_inf} \cdot (T_{inf} - T_{solo}) \quad (62)$$

$$T_{inf}(t) = \int_{ti}^{tf} \left[\frac{\sum Pot_{inf}}{m_{zona_inf} \cdot C_{p_água}} \right] dt \quad (63)$$

Na zona média do depósito as principais trocas térmicas efectuam-se com os níveis superior e inferior. Para o exterior só existe dissipação de energia através das paredes do depósito, estando representado no balanço de potências, equação (64).

$$\sum Pot_{med} = \sum Pot_A + Pot_{A_{conv_nat}} + Pot_C + Pot_{C_{conv_nat}} - Pot_D - Pot_{D_{conv_nat}} - Pot_B - Pot_{B_{conv_nat}} - U_{parede} \cdot A_{parede_med} \cdot (T_{med} - T_{solo}) \quad (64)$$

$$T_{med}(t) = \int_{ti}^{tf} \left[\frac{\sum Pot_{med}}{m_{zona_med} \cdot C_{p_água}} \right] dt \quad (65)$$

No nível superior, a potência inerente ao caudal do colector solar térmico é distribuída pelos níveis inferiores, e pelas necessidades térmicas de climatização. O balanço de potência está descrito na equação (66), e a temperatura na zona superior do depósito é obtida através da equação (67). No modelo considerado a temperatura a que o fluido entra no sistema da estufa (T_{in_estufa}), é igual à temperatura no nível superior do depósito (T_{sup}).

$$\sum Pot_{sup} = \sum Pot_B + Pot_{B_{conv_nat}} + \dot{m}_{col} \cdot C_{p_água} \cdot T_{out_col} - Pot_C - Pot_{C_{conv_nat}} - \dot{m}_{estufa} \cdot C_{p_água} \cdot T_{in_estufa} - U_{parede} \cdot A_{parede_sup} \cdot (T_{sup} - T_{solo}) \quad (66)$$

$$T_{sup}(t) = \int_{ti}^{tf} \left[\frac{\sum Pot_{sup}}{m_{zona_sup} \cdot C_{p_água}} \right] dt \quad (67)$$

Deste modo, e tendo por base o princípio de conservação da energia num sistema isolado foi possível determinar as temperaturas das três zonas térmicas do depósito.

Este modelo com três zonas térmicas foi a base do processo de simulação, porém a necessidade de estudar a estratificação no interior do depósito considerando mais zonas térmicas, levou ao desenvolvimento de um depósito com dez zonas térmicas e outro com vinte. A Fig. 19, pretende representar um depósito com dez níveis de temperatura. Este modelo com dez zonas térmicas é em tudo semelhante ao modelo anteriormente explicado, simplesmente existem mais níveis intermédios de temperatura. Todos os processos de permuta térmica são desenvolvidos recorrendo às equações enunciadas para o modelo de três zonas.

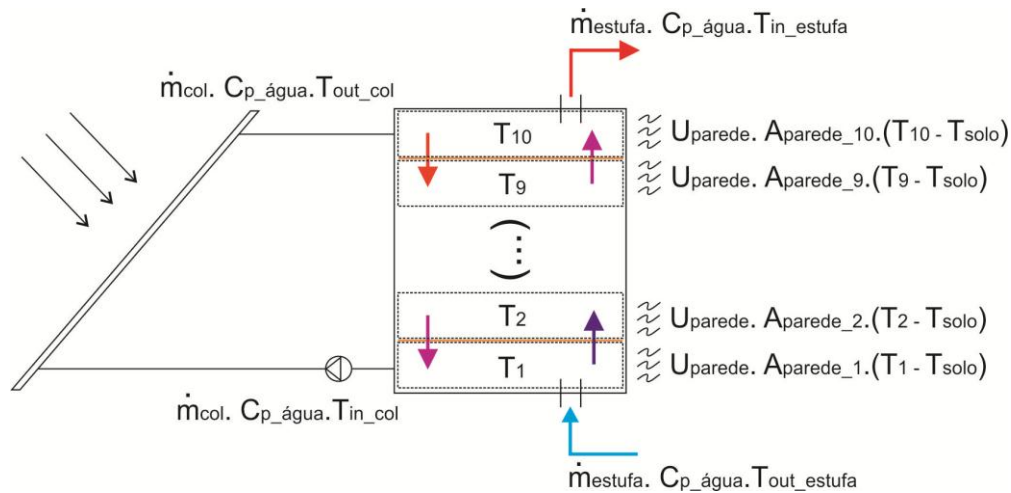


Fig. 19 – Ilustração representativa do modelo com dez zonas térmicas.

Os resultados da estratificação para os depósitos com três, dez e vinte níveis de temperatura, são apresentados no ponto 8 do presente documento. A análise desses resultados, permitiu escolher o número de zonas térmicas mais adequado.

5.2 Autonomia do sistema

A autonomia do sistema solar no contexto do problema, determina o tempo que o sistema solar consegue satisfazer a carga de climatização sem necessitar de um sistema de apoio. A autonomia do sistema estudado é influenciada por vários parâmetros como por exemplo: área de colectores solares, volume de armazenamento do depósito, carga de climatização, isolamento térmico ou o fluido de trabalho. Para a modelação efectuada estava previamente definido um valor constante para a carga de climatização de 50 kW, bem como um período de climatização de 120 dias. Assim, por forma a obter um sistema 100% solar, e respeitando os dois parâmetros anteriormente mencionados, optimizou-se a área de colectores e o volume do reservatório, com o auxílio de algoritmos genéticos, ponto 1 do presente documento, por forma a garantir a totalidade das necessidades, e a evitar dimensionamentos por excesso.

5.3 Incorporação de bomba de calor

O estudo efectuada para climatização de estufas contempla três hipóteses possíveis para satisfazer as necessidades de climatização. Como alternativa ao sistema solar foi dimensionada uma bomba de calor do tipo água-água, capaz de fornecer uma potência de aquecimento de 50 kW, o que permite satisfazer a totalidade das necessidades de climatização. Foi escolhida uma bomba de calor do modelo, TETRIS W-4.2, com uma potência e aquecimento de 54,8 kW e com um coeficiente de performance de 4,89 (COP=4,89). O COP introduzido para simulação do sistema foi ligeiramente inferior, pois a nível sazonal as bombas de calor não têm coeficientes de performance tão elevados, sendo COP=4, um valor mais ajustado à realidade. Esta bomba de calor tem capacidade para climatizar a estufa na sua totalidade evitando o sistema solar, ou funcionar como apoio ao sistema solar. Cinco cenários alternativos de incorporação de bomba de calor foram estudados, estando os resultados no ponto 8.

6. Optimiza  o

Todo e qualquer processo de optimiza  o, visa alcançar uma soluço mais eficiente do que as anteriormente encontradas, sem que essa soluço desrespeite as restri  es introduzidas. Isto  , um problema de optimiza  o consiste em encontrar um máximo ou um mínimo da fun  o em estudo. No problema em estudo, a optimiza  o pretende encontrar o ponto de custo mínimo, para os sistemas 100% solar e 50% solar, ou seja, a melhor rela  o entre área de colectores, e volume de armazenamento, que permita satisfazer 120 dias por ano de climatiza  o, e uma potência de 50 kW. De acordo com (Albrecht 2005), os métodos de optimiza  o podem ser divididos em Métodos Lineares e Métodos Não Lineares. Os Métodos Lineares, têm por base fun  es lineares e teoricamente solu  es mais fáceis de alcançar. Os Métodos Não Lineares, são os mais utilizados em engenharia e tendencialmente têm solu  es difíceis de obter. O aumento da velocidade de processamento, permitiu o desenvolvimento de inúmeros processos de optimiza  o matemática, que já anteriormente tinham sido descobertos. Os processos de optimiza  o utilizados em engenharia dependem muito do tipo de problema, e da forma como este está estruturado. De acordo com (Kalid 2005), alguns exemplos de processos de optimiza  o utilizados são: Método dos multiplicadores de Lagrange Gradiente descendente, Método Quasi-Newton, Gauss-Newton algoritmo, algoritmo de Levenberg-Marquardt, e optimiza  o através de algoritmos genéticos. Para o problema em estudo, a escolha do processo de optimiza  o recaiu sobre os algoritmos genéticos, processo que utiliza os princípios da genética básica, como a selec  o, o cruzamento e a muta  o para obter o melhor resultado.

6.1 Processo de optimiza  o através de algoritmos genéticos

Este tipo de optimiza  o, combina probabilidades, com mecanismos de genética natural, para seleccionar os indivíduos mais bem adaptados como soluço de um problema. Durante o processo de optimiza  o são criadas várias gera  es de indivíduos, proporcionando desta forma o cruzamento do material genético, originando novo material genético através de muta  es. Neste processo, sobrevivem os melhor adaptados, ou seja os que melhor cumprem a soluço de minimiza  o ou maximiza  o da fun  o. Produzindo um melhoramento da popula  o, ao longo das várias gera  es, pois são essencialmente os melhor adaptados que vão gerar descendência. A optimiza  o   concluída, quando   atingido algum critério de paragem, previamente definido, obtendo-se as variáveis optimizadas do problema.

6.1.1 Popula  o

De acordo com (ÁVILA 2002), os indivíduos num processo de optimiza  o genética representam as possíveis solu  es do problema, ou seja, as variáveis de resolu  o de um problema. Tradicionalmente um indivíduo   representado por (X), sendo representado sobre a forma de conjunto para problemas com múltiplas variáveis:

$$X = [X_1 X_2 \dots X_{nvar}] \quad (68)$$

Para cada indivíduo   gerada uma popula  o, ou seja alternativas. A qual tem de ser equilibrada entre número de indivíduos e dificuldade de resolu  o do problema a optimizar. Uma popula  o elevada, produz uma soluço mais rigorosa, contudo o tempo computacional torna a rotina de optimiza  o praticamente infindável e consequentemente inviável. Assim uma popula  o pode ser representada do seguinte modo:

$$P^n = \begin{bmatrix} X_1^{n,1} & X_2^{n,1} & \dots & X_{nvar}^{n,1} \\ X_1^{n,2} & X_2^{n,2} & \dots & X_{nvar}^{n,2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ X_1^{n,npop} & X_2^{n,npop} & \dots & X_{nvar}^{n,npop} \end{bmatrix} \quad (69)$$

Onde ($nvar$) representa o número de variáveis do problema, e ($npop$) a popula  o de cada indivíduo. Durante a rotina de optimiza  o, a popula  o   distribuída uniformemente sobre o conjunto de soluço

da função a otimizar, sendo redistribuída a cada geração pelos pontos mais próximos da solução da função.

6.1.2 Codificação das variáveis

De acordo com (ÁVILA 2002), as variáveis podem ser codificados de três diferentes modos: codificação binária, codificação Gray e codificação real.

A codificação binária foi a primeira a ser estudada, devido à sua semelhança com a genética natural. Neste tipo de codificação, cada variável é codificada por um conjunto de bits, sendo estes bits números binários. O número de bits que codifica cada variável varia com a precisão exigida, contudo para populações elevadas, os vectores de codificação das variáveis tornam-se elevados. Tal facto confere a este tipo de codificação, elevada precisão, e algumas dificuldades de processamento.

A codificação Gray também utiliza números binários para codificar as variáveis. A principal diferença relativamente à codificação binária, é semelhança existente entre cada cadeia de bits. Esta propriedade torna a codificação Gray menos rigorosa, na busca de mínimos ou máximos da função, e torna o processamento mais célere.

Na codificação real, como o próprio nome indica, utiliza números reais para codificar os bits. Este processo de codificação é muito vantajoso para otimizar problemas em que as variáveis são números reais, contudo os processos de permuta genética tornam-se mais complicados.

6.1.3 Selecção

A selecção é o processo de escolha dos indivíduos, que irão sofrer cruzamento e mutação, analogamente aos processos de selecção natural. Durante a selecção são escolhidos os indivíduos com maior aptidão para serem solução do problema. Segundo (R.SIVARAJ), este processo pode ser efectuado através de diferentes métodos, sendo os principais: *Roulette Wheel selection*, *Truncate selection*, *Deterministic Sampling*, *Stochastic Remainder Sampling* e *Stochastic Universal Sampling*.

6.1.4 Cruzamento

O processo de cruzamento, permite a permuta de material genético entre os diversos pares de indivíduos previamente seleccionados, e pode ou não, ocorrer. A partilha realiza-se entre vários bits, resultando um descendente com informação cruzada dos seus progenitores. Na Fig. 20 está representado o cruzamento de informação genética dos bits cinco seis e sete, entre a geração um e os seus descendentes, contudo muitas outras possibilidades de cruzamento existem.

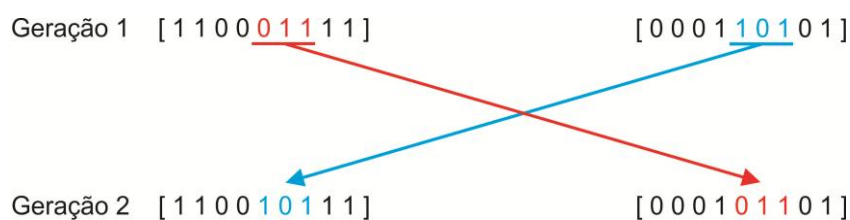


Fig. 20 – Exemplo de cruzamento de informação genética, adaptado de (ÁVILA 2002).

6.1.5 Mutação

A mutação consiste na inclusão de novo material genético no indivíduo descendente. Este processo, à semelhança do cruzamento, pode ou não ocorrer. Contudo, a probabilidade deste acontecimento é reduzida, tornando o processo de selecção, o menos aleatório possível. Na natureza, o processo de mutação, resulta essencialmente de um erro de leitura da sequência do DNA durante o processo de reprodução celular. O processo de mutação genética, é de todos os processos de partilha de material genético, o que mais contribui para a evolução do material genético, ajudando os indivíduos a adaptarem-se. Porém este processo, pode desencadear erros na sequência de DNA, que podem originar

doenças genéticas em organismos vivos. Na Fig. 21 representa-se uma forma do processo de mutação, onde os bits sete e oito originam um genótipo mutado.

Genótipo [0 0 0 1 0 1 1 0 1]

Genótipo mutado [0 0 0 1 0 1 0 1 1]

Fig. 21 – Exemplo de mutação genética, adaptado de (ÁVILA 2002).

6.1.6 Convergência

Durante a rotina de optimização, os resultados observados vão convergindo para um valor mínimo ou um valor máximo o que gera convergência. Quando são atingidos certos parâmetros de convergência previamente definidos na ferramenta de optimização, a optimização é concluída.

6.1.7 Rotina de optimização

O processo de implementação de algoritmos genéticos, requer uma definição prévia de parâmetros essenciais à rotina de optimização. Os limites das variáveis, são um dos parâmetros, que limita o universo de busca. Para cada uma das variáveis, é definido o número de indivíduos, que representa as possíveis soluções do problema, sendo que, o conjunto de todos os indivíduos representa a população. No fluxograma da Fig. 22 está representado esquematicamente uma rotina simples de optimização através de algoritmos genéticos. Nesse fluxograma a função objectivo, representa o problema que se pretende minimizar ou maximizar, e os princípios genéticos, englobam todos os operadores genéticos de manipulação da população. Esta manipulação ocorre ao longo de sucessivas gerações sendo por isso essencial garantir um número de gerações suficiente para obter o resultado óptimo.

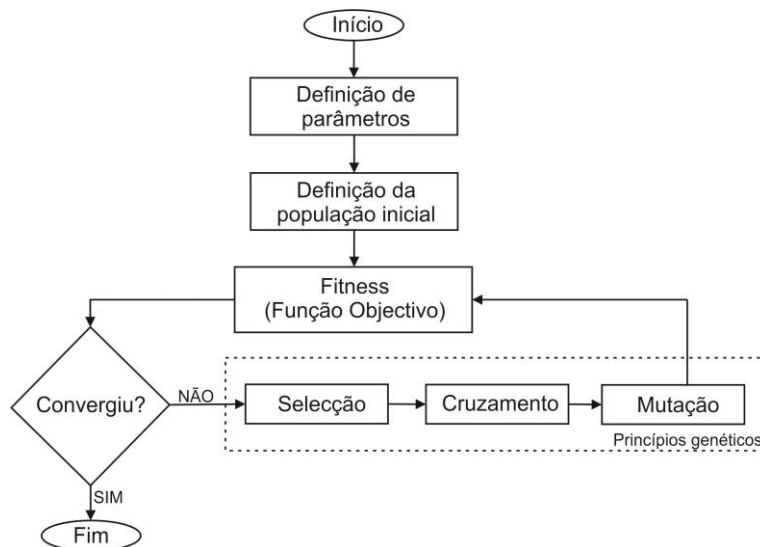


Fig. 22 - Fluxograma representativo de um processo de optimização através de algoritmos genéticos, adaptado de (ÁVILA 2002).

7. Aplicação dos algoritmos genéticos

O software de cálculo Matlab, tem disponível uma toolbox, com vários métodos de optimização. A modelação do sistema térmico referido anteriormente, foi realizada com o auxílio do Matlab Simulink, possibilitando desta forma a optimização dos resultados obtidos, recorrendo à toolbox de optimização. Com o intuito de gerar uma rotina de optimização foi essencial, interagir entre a plataforma de simulação, Simulink, e a toolbox de optimização. Esta ligação foi criada, através de duas funções desenvolvidas em código Matlab, uma que gere a função a optimizar, e outra que gere as restrições da função a optimizar. Estas duas funções recebem um vector, com os valores da primeira geração de variáveis, e enviam esses valores para o Simulink. Em seguida este programa realiza os cálculos térmicos, e devolve o valor da função a optimizar, e o valor da restrição. Estes valores passam através das respectivas funções e dão entrada na ferramenta de optimização, que os analisa e verifica, de acordo com o fluxograma da Fig. 22. Este mecanismo constitui um processo interactivo, que está representado na Fig. 23.

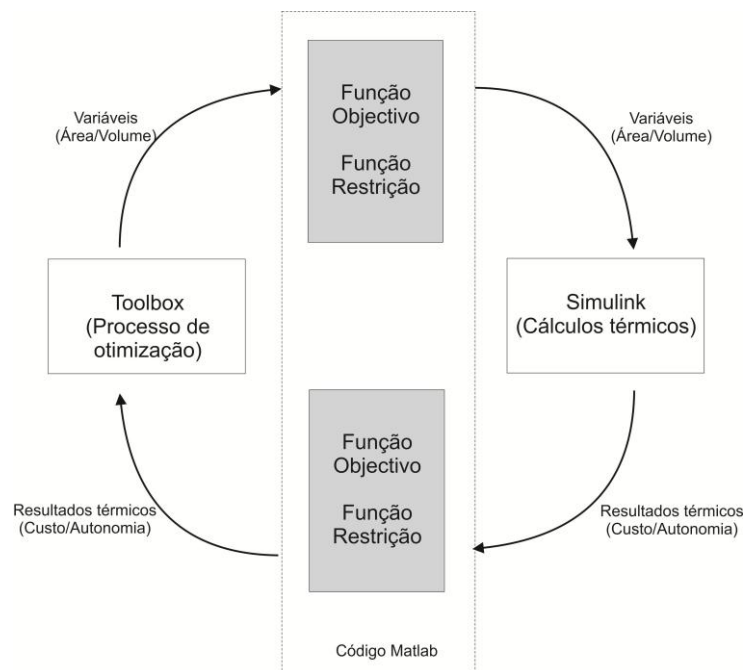


Fig. 23 – Esquema da rotina de optimização.

A toolbox de optimização do Matlab é uma ferramenta que permite realizar optimização de resultados através de diversos métodos, sendo os algoritmos genéticos um desses métodos de optimização. Ferramenta que possibilita a definição de inúmeros parâmetros, como por exemplo: escolher qual o tipo de selecção genética a utilizar, as variáveis como mutação, migração ou cruzamento, os critérios de paragem da rotina de optimização, ou escolher os gráficos mais adequados ao contexto do problema.

A Função Objectivo referida na Fig. 23 encontra-se enunciada em código Matlab no Anexo I. Esta função recebe um vector com o valor das variáveis, criado na toolbox de optimização, e restringido por limites superiores e inferiores, e envia esses valores para Simulink. Consequentemente o Simulink retorna o valor de custo do sistema que passa através da Função Objectivo para a toolbox.

A Função Restrição referida no esquema da Fig. 23 recebe o mesmo vector de variáveis que a Função Objectivo, oriundo da toolbox de optimização, e carrega cada uma das variáveis para o Simulink. Este processo funciona em ciclo, o que possibilita que o Simulink realize os cálculos térmicos e devolva à Função Restrição a Autonomia do sistema. Posteriormente esta é enviada para a toolbox de optimização para ser analisada, e consoante o seu resultado, gera um novo vector de variáveis, que vai novamente dar entrada na Função Restrição, para ser enviado para o Simulink. O código da função Restrição está apresentado no Anexo II do presente documento.

O processo de optimização descrito foi simplificado de forma a tornar a rotina de optimização mais rápida. Desenvolvendo-se uma função em código Matlab que controla as duas funções anteriormente referidas, tornando possível realizar a optimização através de algoritmos genéticos sem recorrer à toolbox de optimização. A Fig. 24 ilustra de forma simplificada os processos de interacção entre os vários ambientes de Matlab.

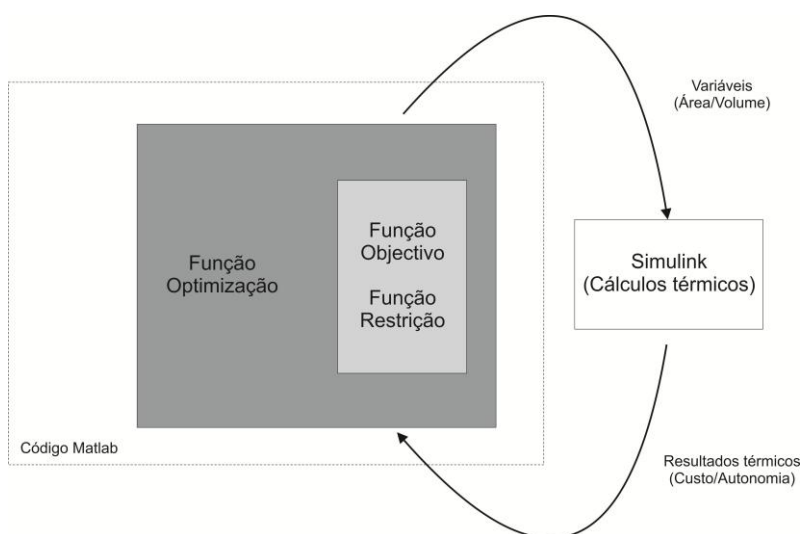


Fig. 24 – Esquema da rotina de optimização simplificado.

A função `optimization_GA` foi criada com o objectivo de substituir a toolbox de optimização, possibilitando uma redução do tempo computacional. O código enunciado no Anexo III, descreve a função de optimização para um período de climatização solar de 120 dias. Um código semelhante ao apresentado no Anexo III, mas com uma alteração no período de climatização, passando de 120 para 60 dias, é utilizado para efectuar o processo de optimização do sistema 50% solar. O código enunciado nos anexos compreendidos entre o Anexo I e o Anexo III, foi desenvolvido de acordo com o código disponível em (MathWorks), e com o auxílio do vídeo de (MathWorks). A Tabela 6 apresenta o código Matlab que foi utilizado para elaborar o processo de optimização, e uma descrição das suas funcionalidades.

Tabela 6 - Linguagem Matlab utilizada, e descrição da sua funcionalidade.

Código Matlab	Descrição
<code>c</code>	Vector linha igual a zero. O processo de optimização através de algoritmos genéticos tenta cumprir a restrição imposta ao vector linha;
<code>ceq</code>	Vector linha menor ou igual a zero. O processo de optimização através de algoritmos genéticos tenta cumprir a restrição imposta ao vector linha;
<code>gaoptimset</code>	Alteração das opções padrão do processo de optimização;
<code>get</code>	Função para obter valores da estrutura devolvida pelo Simulink;
<code>lb</code>	Vector com limites inferiores das variáveis;
<code>max</code>	Número máximo de uma série de dados;
<code>min</code>	Número mínimo de uma série de dados;
<code>num2str</code>	Converte um número em string;
<code>nvars</code>	Inteiro positivo que representa o número de variáveis do problema;
<code>PlotFcns</code>	Criação de gráficos a partir dos valores gerados pelo processo de optimização;
<code>set_param</code>	Função para introduzir parâmetros no Simulink;
<code>sim</code>	Comando para iniciar processo de simulação térmica no Simulink;

simOut	Variável de armazenamento de dados;
ub	Vector com limites superiores das variáveis;
vecx	Vector gerado pelo processo de optimização através de algoritmos genéticos, com os valores das variáveis;
x	Mínimo alcançado pelo processo de optimização.

O processo de optimização carece de especificação quanto aos critérios de paragem. Estes critérios têm de ser ajustados ao problema em estudo, de forma a garantir que a rotina de optimização não termina prematuramente, ou se prolongue perpetuamente. No contexto do problema, foram definidas algumas condicionantes de paragem, as quais se apresentam Tabela 7, acompanhadas de uma breve descrição da sua funcionalidade.

Tabela 7 - Opções de paragem utilizadas no processo de optimização.

Opções de paragem	Descrição	Valor utilizado
<i>FitnessLimit</i>	O valor definido em <i>FitnessLimit</i> , representa um valor de custo mínimo do sistema, abaixo do qual a optimização é terminada;	1
<i>Generations</i>	Número máximo de gerações que o processo de optimização pode efectuar antes de parar;	6
<i>StallGenLimit</i>	Intervalo de gerações definido, para aferir se a média ponderada do melhor custo, é inferior ao valor definido em <i>TolFun</i> ;	20
<i>TolCon</i>	A tolerância da restrição não é utilizada como critério de paragem;	1^{-20}
<i>TolFun</i>	Se a variação da média ponderada do melhor custo do sistema for inferior ao valor de <i>TolFun</i> , ao fim do número de gerações definido em <i>StallGenLimit</i> , o processo de optimização é terminado.	1^{-20}

O tipo e o tamanho da população estão apresentados na Tabela 8. O tamanho da população, é um factor que influencia não só, o número de gerações necessárias para obtenção da solução óptima, bem como, o tempo computacional necessário para realizar a optimização. O tipo de população é essencial para poder introduzir restrições.

Tabela 8 - Opções de população utilizadas.

Opções de população	Descrição	Valor utilizado
<i>PopulationSize</i>	Tamanho da população;	30
<i>PopulationType</i>	A população escolhida é constituída por números inteiros, e permite introduzir restrições. Este tipo de população designa-se por <i>doubleVector</i> ;	<i>doubleVector</i>

Na Tabela 9 está apresentada uma lista com os gráficos gerados pelo processo de otimização, com uma breve descrição dos valores apresentados em cada eixo.

Tabela 9 – Lista de gráficos gerados pelo processo de otimização, e sua descrição.

Gráficos seleccionados	Descrição
@gaplotbestf	Gráfico com o valor do melhor custo e custo médio, em função da geração de otimização;
@gaplotbestindiv	Gráfico com o valor da área e do volume, que originaram o melhor custo;
@gaplotexpectation	Gráfico com o número de crianças esperadas, em função do custo do sistema;
@gaplotmaxconstr	Dias de climatização solar que não são satisfeitos pelo sistema solar, em função da geração;
@gaplotrange	Valores de custo mínimo, médio e máximo, para cada geração;
@gaplotscorediversity	Histograma com o número de indivíduos, em função do custo;
@gaplotscores	Gráfico do custo, em função dos vários indivíduos da população;
@gaplotstopping	Percentagem representativa do critério de paragem que foi utilizado para terminar a otimização.

8. Resultados

Um sistema solar térmico com armazenamento sazonal, é um sistema complexo com vários parâmetros passíveis de influenciar o resultado final. O sistema termicamente modelado contempla um depósito para armazenamento de água quente, através do qual, se realiza a retenção de energia térmica durante um período sazonal e um sistema de apoio através de bomba de calor, que substitui o sistema solar quando este se revela insuficiente para satisfazer as necessidades. O sistema solar é constituído por um conjunto de colectores solares térmicos e por um depósito de armazenamento de água, ou seja, armazenamento através de calor sensível. O sistema de apoio solar, recorre a uma bomba de calor do tipo água-água, que auxilia o sistema solar quando este não satisfaz o total das necessidades de climatização. Isto significa que o sistema solar pode ser dimensionado de forma a cumprir apenas parte das necessidades de climatização, satisfazendo a bomba de calor as restantes necessidades, ou dimensionado de forma a cumprir o total das necessidades de climatização da estufa. O estudo efectuado no presente trabalho incide maioritariamente sobre o sistema 100% solar, ou seja, sem bomba de calor. Sendo a maioria dos gráficos apresentados no presente capítulo referentes a esse sistema.

Para se estabelecer uma correcta comparação entre os custos associados a cada tipologia de sistema, foi efectuada optimização através de algoritmos genéticos. Considerando como variáveis a área de colectores, e volume de armazenamento, para os sistemas 50% solar e 100% solar.

O período de simulação térmica escolhido foi de aproximadamente dois anos e seis meses. Escolha que resulta da análise do gráfico da Fig. 25, onde se constata que o comportamento térmico do fluido após o segundo ano de simulação, é semelhante ao comportamento do fluido durante o segundo ano de simulação. Esta observação permite concluir que o segundo ano de simulação, é um ano típico. Os seis meses após os dois anos de simulação, justificam-se pela necessidade de terminar a simulação após o período de climatização da estufa, que decorre entre início de Novembro e início de Março. Deste modo, a simulação realiza-se entre Janeiro de 2010, e Junho de 2012, com o auxílio de uma série anual de dados meteorológicos da região de Lisboa, que se repete durante o tempo de simulação. Os resultados apresentados no gráfico da Fig. 25, são referentes ao depósito cilíndrico, com subdivisão do depósito em três níveis térmicos.

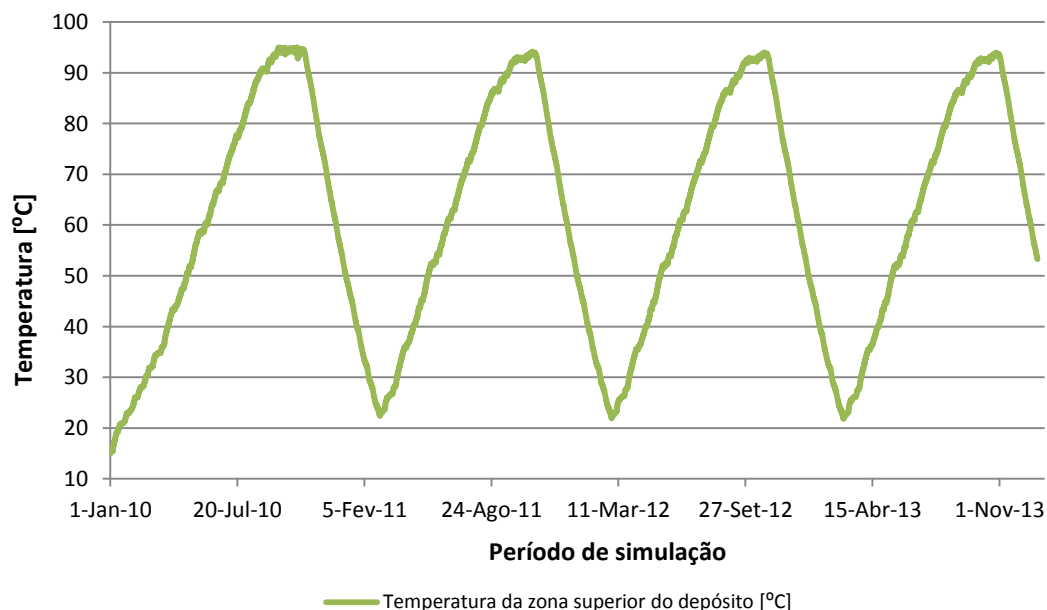


Fig. 25 – Temperatura da zona superior do depósito, durante um período de quatro anos.

Numa primeira fase do estudo térmico foram dimensionados três depósitos com diferentes geometrias, esférica, cúbica e cilíndrica, o que permitiu comparar a potência dissipada por perdas térmicas através das paredes dos depósitos, para as várias geometrias. Este facto, obrigou a comparar os três recipientes

para a mesma área de colectores e para o mesmo volume de armazenamento. No gráfico apresentado da Fig. 26, a área de colectores e o volume de armazenamento escolhidos foram de 339 m^2 e 1630 m^3 respectivamente, valores que resultaram do processo de optimização que foi realizado para a geometria de depósito cilíndrica, com dez níveis térmicos. Na Fig. 26 é possível analisar a potência térmica dissipada durante o período de simulação e constatar-se que a potência térmica dissipada pelo depósito de geometria esférica, é consideravelmente inferior às restantes geometrias. Resultado que está de acordo com o teoricamente previsto, uma vez que a área da superfície esférica para igual volume de armazenamento, é inferior à das restantes geometrias. Assim, e de acordo com a equação (27), a potência dissipada por perdas térmicas é proporcional à área de superfície, o que justifica as perdas térmicas serem inferiores na geometria esférica. No mesmo gráfico também é possível verificar alguma estagnação da potência dissipada no período mais quente do ano. Para a conjugação de áreas de colectores e volumes de armazenamento resultantes do processo de optimização, verifica-se que a temperatura no interior do depósito, tende a estagnar a aproximadamente 90°C , passando a diferença de temperatura, entre o solo e o interior do depósito a ser quase constante. Consequentemente a potência dissipada por perdas térmicas também passa a ser quase constante. A geometria cúbica e cilíndrica, são semelhantes em termos de potência dissipada para o exterior, pelo facto de a sua área de superfície ser semelhante. Na Fig. 26 verifica-se que as potências térmicas máximas dissipadas, são de aproximadamente $14,4 \text{ kW}$, $14,1 \text{ kW}$ e $13,4 \text{ kW}$, para as geometrias de depósito cubica, cilíndrica e esférica, respectivamente.

No gráfico da Fig. 26 destacam-se ainda, os pontos onde a potência dissipada é mínima ou máxima. No início da simulação térmica, existe um ponto onde a potência dissipada é nula. Ponto este, que resulta do diferencial de temperatura, entre a temperatura no interior do reservatório e a temperatura do solo, ser nulo. O resultado está de acordo com o teoricamente esperado, ou seja, de acordo com a equação (27) do presente documento. Os pontos máximos verificados no gráfico, ocorrem no final do Verão, quando o depósito atinge temperaturas mais elevadas. Estes máximos devem-se à elevada variação de temperatura existente entre o interior e o exterior do depósito. Durante o tempo de climatização a energia extraída do reservatório, de modo constante, provoca uma diminuição da temperatura na água armazenada, o que resulta num decréscimo acentuado da potência dissipada por perdas térmicas. No final do período de climatização, ou seja, no início de Março, termina a extracção de energia para climatização, o que resulta numa subida da temperatura no interior do depósito. Consequentemente a potência dissipada através de perdas térmicas, atinge um mínimo.

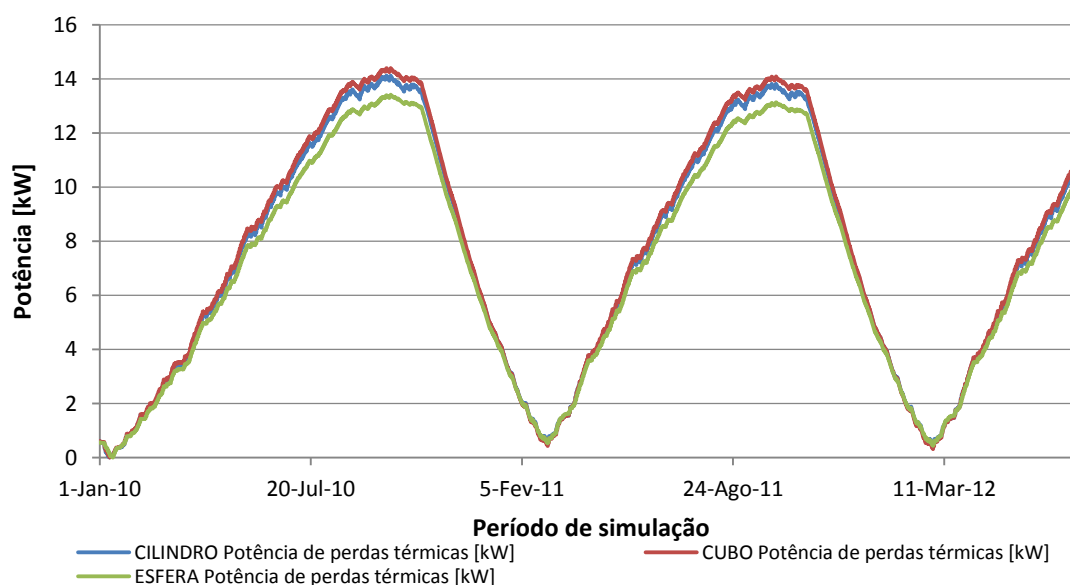


Fig. 26 – Potência dissipada através de perdas térmicas para as várias geometrias de depósito.

A escolha da geometria do depósito recaiu sobre a geometria cilíndrica, pois embora tenha perdas térmicas superiores à geometria esférica, esta apresenta maiores facilidades técnicas construtivas, factor determinante na escolha. O peso atribuído à facilidade técnica de construção, deve-se ao facto

do estudo estar integrado num projecto de alternativas para colmatar a falta de efluente térmico da Central Térmica de Setúbal, podendo esta alternativa vir a ser implementada.

Por forma a verificar que a potência dissipada por perdas térmicas depende do diferencial de temperatura, entre a temperatura do fluido e a temperatura do solo, o gráfico da Fig. 27 evidencia para a zona 1 do depósito com dez níveis térmicos, o ponto onde a potência dissipada por perdas térmicas é zero. A partir da análise do gráfico confirma-se a equação (27), ou seja, quando a temperatura no interior do depósito iguala a temperatura do solo a potência dissipada é nula.

Nesta imagem apenas são apresentados os resultados para a zona inferior da geometria cilíndrica, por razões de nitidez gráfica, contudo para as restantes zonas térmicas e restantes geometrias acontece o mesmo, tendo a mesma justificação.

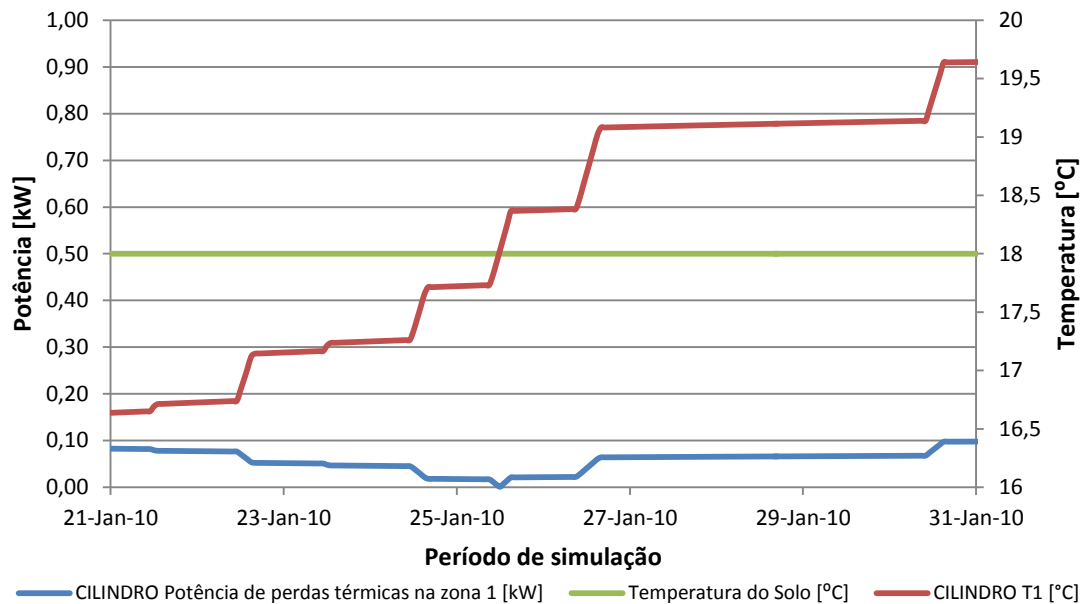


Fig. 27 – Relação entre potência dissipada e diferencial de temperatura, entre o interior e o exterior do depósito.

O caudal utilizado para climatização das estufas, foi definido reutilizando os grupos de bombagem actualmente existentes nas instalações a climatizar. Ajustando o número de bombas de circulação, por forma a garantir uma variação de temperatura no interior da estufa de 6 graus e a entregar uma potência de aproximadamente 50 kW. O valor do caudal de circulação no circuito de climatização, bem como o valor do caudal de circulação no circuito dos colectores, para a área de 339 m², estão apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 – Caudais de circulação para diferentes períodos de simulação.

Equação utilizada	Resultado
(38)	$\dot{m}_{estufa} = \frac{50000}{4180 \times 6} \Leftrightarrow \dot{m}_{estufa} = 1,99 \text{ kg.s}^{-1}$
(36)	$\dot{m}_{col} = \frac{1}{1000} \times 339 \times 989 \times \frac{1}{60} \Leftrightarrow \dot{m}_{col} = 5,59 \text{ kg.s}^{-1}$

No gráfico da Fig. 28, é possível analisar a relação existente entre o caudal de circulação nos colectores solares térmicos e a variação de temperatura existente entre a entrada e a saída do campo de colectores. Nesse mesmo gráfico confirma-se que só existe circulação de água nos colectores, com variação de temperatura superior a cinco graus, o que confirma o anteriormente referido no ponto 4.4.3. Observa-se também, que nos dias em que por motivos irradiação insuficiente, não se atinge uma

variação de temperatura de cinco graus, a bomba de circulação não liga, preservando a energia armazenada no depósito.

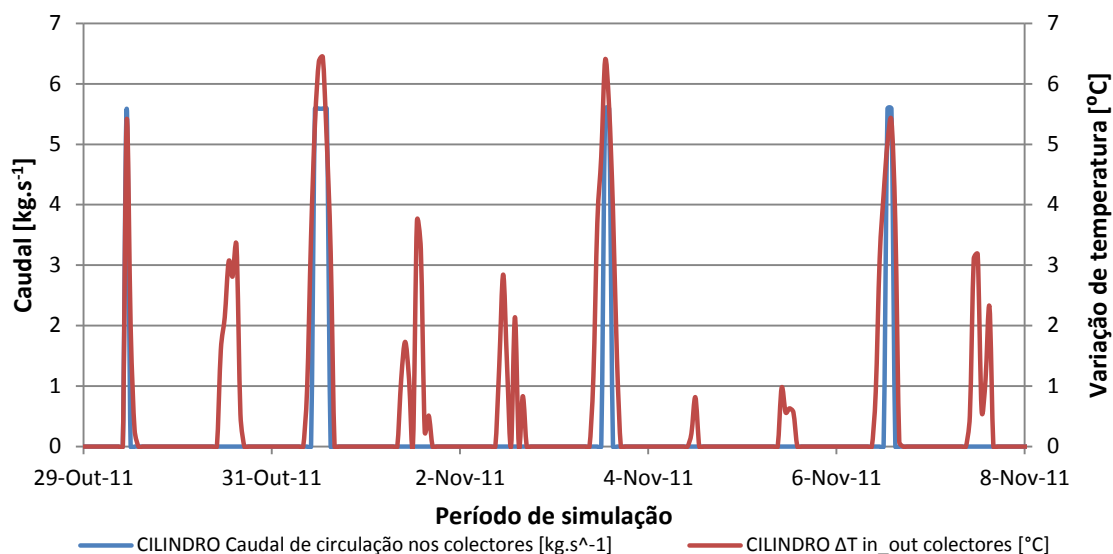


Fig. 28 - Relação entre o caudal de circulação e a variação de temperatura nos colectores.

No gráfico da Fig. 29, relaciona-se o caudal nos colectores com a irradiância incidente no plano inclinado a 45°, para um período de 10 dias. Em dias de céu limpo com forte irradiância, o caudal dos colectores atinge o seu valor máximo, tendo um comportamento constante durante todo o dia. Em dias com irradiância baixa ou com caracter intermitente, a variação de temperatura não atinge cinco graus e consequentemente não ocorre circulação de água nos colectores solares térmicos. No gráfico da Fig. 29, salienta-se a diferença temporal entre o início da irradiância e o início da circulação de água nos colectores, este intervalo representa o tempo necessário para que a água aqueça cinco graus dentro dos colectores.

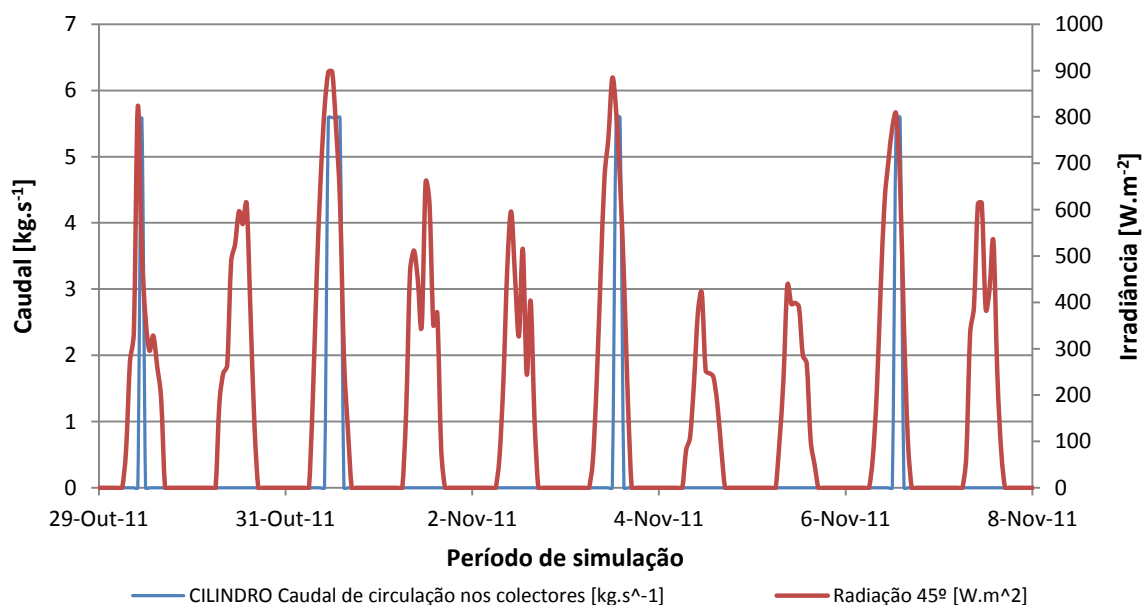


Fig. 29 – Relação entre o caudal dos colectores solares e a irradiância.

A Fig. 30 relaciona o caudal de circulação no interior das estufas, com a temperatura do nível superior do depósito. Verifica-se que durante o período de climatização, a temperatura da água armazenada decresce, pois a potência libertada no interior da estufa torna o balanço de potências do depósito negativo e consequentemente um decréscimo da temperatura. O sistema está dimensionado por forma

a produzir energia térmica durante todo o ano. Contudo a energia produzida durante o período de climatização, não é suficiente para satisfazer o consumo, recorrendo à energia armazenada até atingir um limite mínimo.

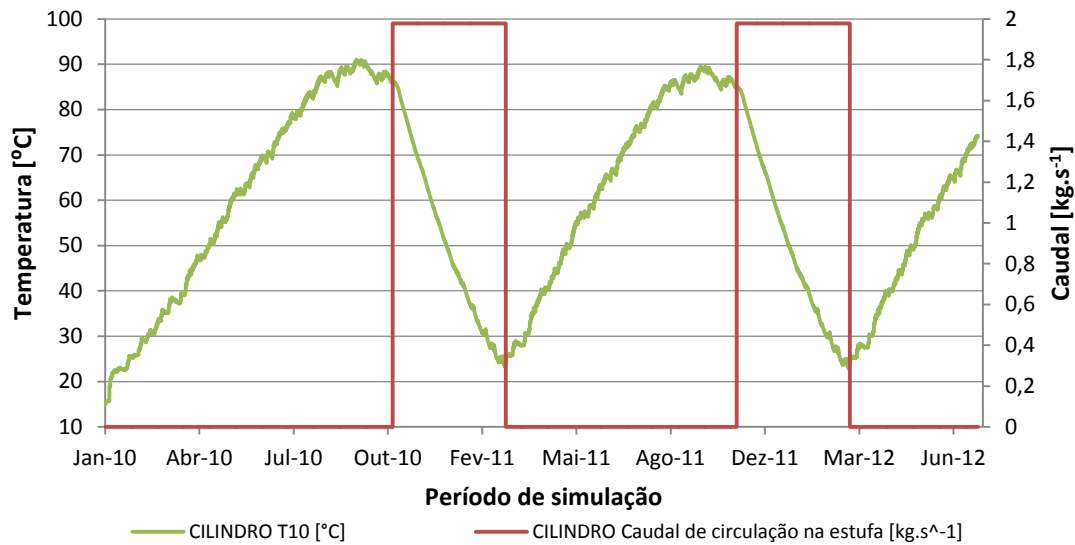


Fig. 30 - Relação entre o caudal de circulação no circuito de climatização, e a temperatura no interior do reservatório.

O reservatório utilizado para simulação térmica do sistema, foi um reservatório com 10 níveis térmicos. Da análise dos gráficos da Fig. 31 e Fig. 32, verifica-se que o depósito com 20 níveis térmicos apresenta uma diferença de temperatura, entre o nível inferior e superior, mais elevada. A utilização desse depósito poderia ser vantajosa para o sistema, contudo a escolha recaiu sobre o reservatório com 10 níveis térmicos. Esta escolha pode ser justificada do seguinte modo. A diferença de temperaturas entre a utilização de um depósito com 10 níveis térmicos e um depósito com 20 níveis, tipicamente é sempre inferior a 1 grau. Comparando o número de dias em que é possível realizar climatização, para os reservatórios com 10 e 20 níveis, a diferença é insignificante, ou seja, o reservatório com 20 níveis térmicos tem autonomia superior de aproximadamente mais um dia. O tempo de processamento do processo de optimização de resultados, duplica.

Os gráficos da Fig. 31 e Fig. 32, foram obtidos para uma hora aleatória do segundo ano de simulação térmica. A Fig. 31, representa uma hora com temperaturas relativamente baixas.

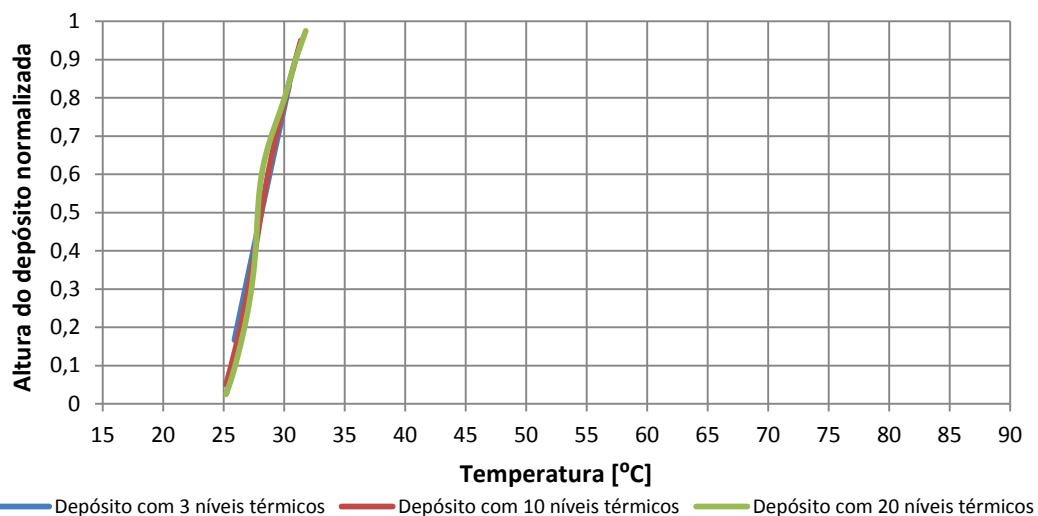


Fig. 31 – Comparação de temperaturas entre depósitos com 3, 10 e 20 zonas térmicas. Período do ano com temperaturas baixas.

A Fig. 32 representa uma hora com temperaturas elevadas.

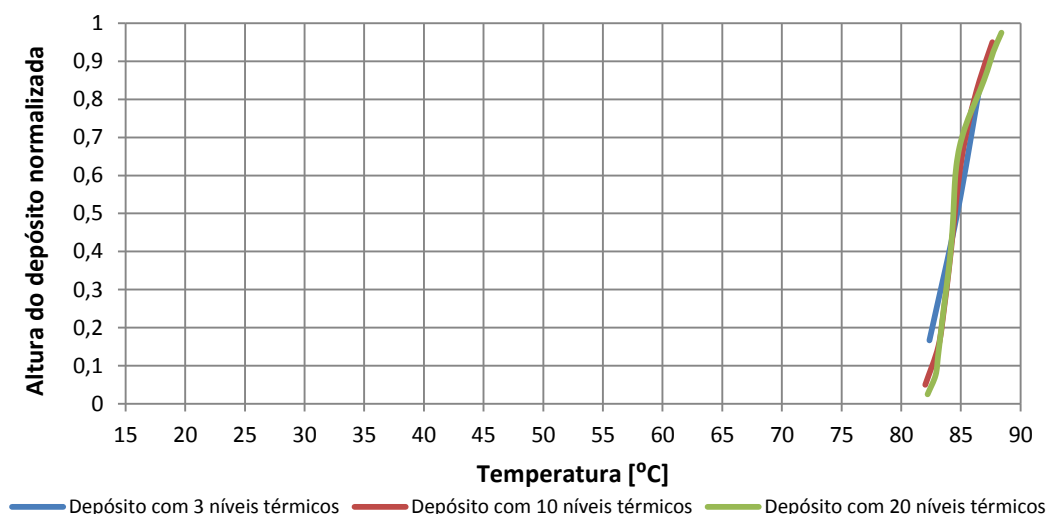


Fig. 32 – Comparação de temperaturas entre depósitos com 3, 10 e 20 zonas térmicas. Período do ano com temperaturas elevadas.

No gráfico da Fig. 33 é possível analisar a temperatura nos diferentes níveis do depósito cilíndrico, verificando-se que existe alguma estratificação térmica nas diferentes alturas do depósito. A estratificação térmica resulta dos princípios descritos nos pontos 3.2.2.1 e 3.5. O depósito apresenta um diâmetro duas vezes superior à altura e não contempla qualquer tipo de membrana que promova a estratificação. Verifica-se que no período compreendido entre Março e Agosto, a temperatura no interior do depósito cresce de forma sensivelmente constante. Entre o início de Agosto e final de Outubro a temperatura apresenta algumas flutuações, porque devido à elevada temperatura a que o depósito se encontra, torna-se mais difícil fazer incrementos de energia térmica para o interior do depósito. No final do período de climatização, ou seja, início de Março, a temperatura média do depósito é aproximadamente 20^o Celsius, correspondendo ao limite mínimo abaixo do qual não é possível realizar climatização, devido à diferença de temperatura entre o fluido circulante e a temperatura no interior da estufa não ser suficiente para promover a permuta térmica. No gráfico da Fig. 33 observa-se que a temperatura no início da simulação, dia 1 de Janeiro de 2010, era de 15°C. Considerou-se nesse instante inicial que o depósito estava cheio de água com igual temperatura.

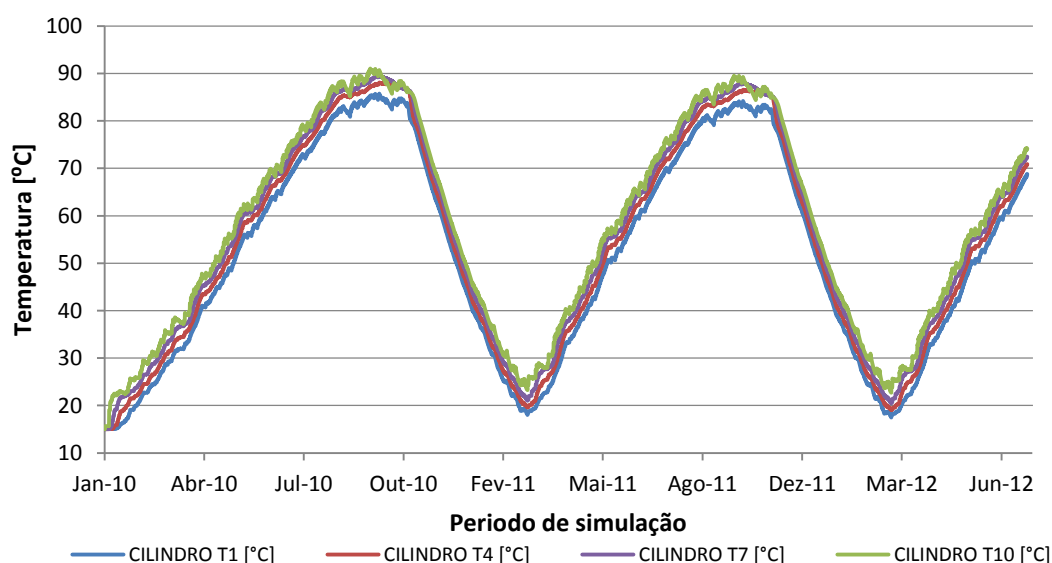


Fig. 33 – Temperatura nos diferentes níveis do depósito com dez zonas térmicas.

O principal objectivo do estudo efectuado; dimensionar um sistema solar de forma a garantir a totalidade da energia necessária para climatizar a estufa, durante um período de quatro meses no ano. Objectivo que torna necessário combinar áreas de colectores e volumes de armazenamento relativamente elevados, de forma a obter um sistema 100% solar. No gráfico da Fig. 34 encontra-se representado o modo como o tempo de descarga do sistema é influenciado, pela área de colectores e pelo volume de armazenamento. Da análise da Fig. 34, verifica-se que toda a zona representada a vermelho escuro satisfaz a totalidade das necessidades de climatização e portanto a combinação de áreas e volumes que constituem os pontos a vermelho escuro, fazem parte do conjunto de solução do problema. Contudo grande parte desses pontos, embora sejam uma solução possível para o problema, constituem um dimensionamento por excesso, sendo pouco adequada a sua utilização.

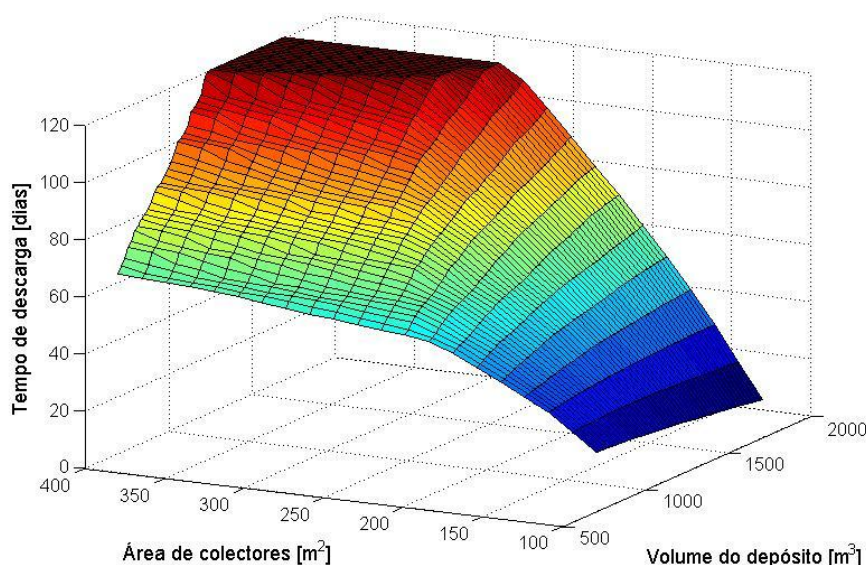


Fig. 34 - Variação do tempo de descarga em função da área de colectores solares térmicos e do volume de armazenamento.

De forma a determinar, o custo provável de construção, operação e manutenção do sistema, durante um período de vinte anos, foram criteriosamente discriminadas todas as parcelas de custo significativo, obtendo-se um valor aproximado da realidade. Os cálculos económicos foram realizados em simultâneo com os cálculos térmicos, pois desta forma é possível determinar, para as várias combinações de áreas e volumes, se é necessário incorporar o valor aquisição e operação da bomba de calor. Na Fig. 35, é possível analisar o custo do sistema para as diversas configurações possíveis entre áreas e volumes. Neste gráfico é perceptível a existência de uma descontinuidade no custo do sistema, proporcionada pela combinação de área de colectores com volume de armazenamento que permitem alcançar um sistema 100% solar. Este sistema 100% solar não necessita de sistema de apoio existindo uma diminuição do custo do sistema, provocando a descontinuidade verificada na Fig. 35. De salientar que no gráfico da Fig. 35 o custo de operação da bomba de calor, ou seja, o custo da electricidade consumida pela bomba de calor, diminui à medida que a percentagem de energia solar do sistema aumenta.

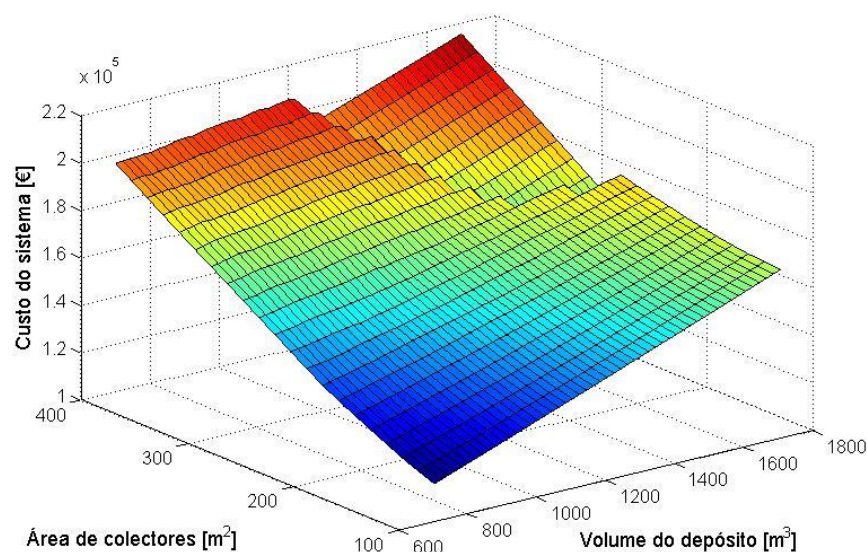


Fig. 35 - Variação do custo do sistema em função da área de colectores solares térmicos e do volume de armazenamento.

Da análise dos dados expressos, pelos gráficos da Fig. 34 e Fig. 35, surge a necessidade de escolher o ponto que melhor represente a solução para um sistema 100% solar. Escolha que pressupõe um bom dimensionamento, ou seja, nem por excesso nem por defeito, com o menor custo económico possível. Na sequência destes objectivos, desenvolveu-se um processo de optimização através de algoritmos genéticos, que permite aferir com precisão, a relação optimizada entre área de colectores e volume de armazenamento, satisfazendo os quatro meses de climatização com o menor custo possível. O gráfico da Fig. 36, é um dos gráficos gerados pelo processo de optimização e representa o resultado obtido por esta optimização, onde a variável (1) corresponde à área de colectores solares térmicos com 338,3 m² e a variável (2) o volume de armazenamento do depósito de água com 1629,6 m³. Este resultado constitui o ponto de solução do sistema 100% solar e pode ser aproximado por excesso às unidades, para 339 m² e 1630 m³.

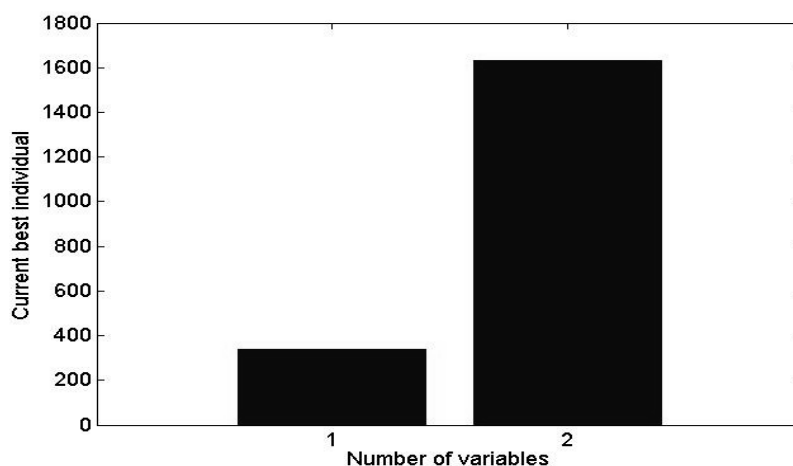


Fig. 36 – Representação gráfica do valor das variáveis optimizadas através de algoritmos genéticos, para o sistema 100% solar.

O gráfico da Fig. 37, foi gerado pelo processo de optimização para o sistema 50% solar e demonstra o valor das variáveis de 181,9 m² e 1181,5 m³; respectivamente área de colectores (1) e volume de armazenamento (2). Este sistema apenas efectua climatização durante os últimos dois meses de cada ano, sendo o restante tempo de climatização satisfeito pela bomba de calor.

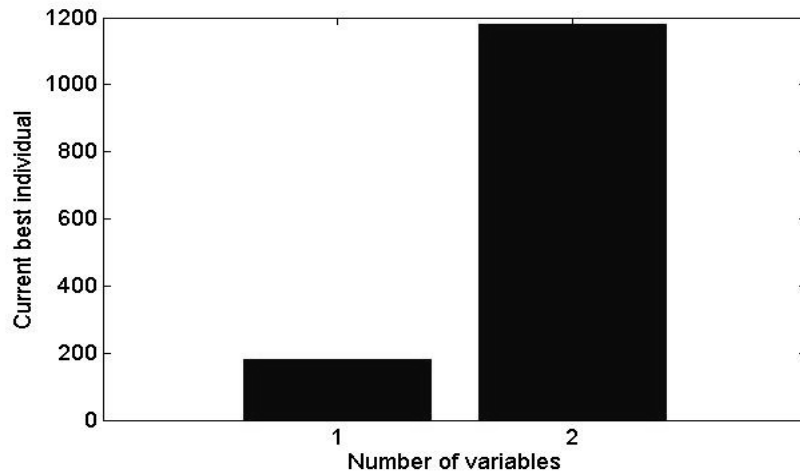


Fig. 37 – Representação gráfica do valor das variáveis otimizadas através de algoritmos genéticos, para o sistema 50% solar.

Durante várias gerações de indivíduos criadas pelo processo de otimização através de algoritmos genéticos, foram obtidos valores do custo mínimo do sistema e valores do custo médio. Esses valores referentes a áreas e volumes, que cumprem os 120 dias de climatização, estão representados no gráfico da Fig. 38. Para os valores das variáveis obtidas no gráfico da Fig. 36, sem aproximações, o menor custo do sistema é de 201.277 €. Considerando as variáveis, área de colectores e volume de armazenamento, aproximados à unidade, o custo do sistema aumenta para 201.520 €.

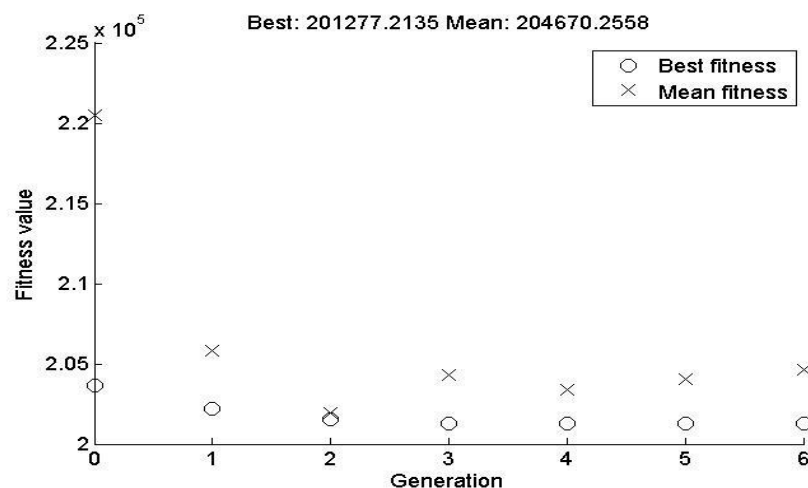


Fig. 38 – Custo mínimo e custo médio do sistema 100% solar, para as várias gerações de otimização.

No caso do sistema 50% solar, o processo de otimização encontrou os valores de áreas e volumes referidos anteriormente na Fig. 37. Para esses valores obteve um custo de 196.619 € e no caso dos valores de áreas e volumes serem aproximados por excesso à unidade, o custo aumenta para 196.703 €. Este sistema apresenta um custo próximo do custo do sistema 100% solar, porque para além da infra-estrutura solar, também inclui bomba de calor e todo o custo de operação da mesma. No gráfico da Fig. 39, constata-se que o processo de otimização terminou antes de exceder o número máximo de gerações. Facto que se verifica, devido ao limite imposto para variação do valor da função a otimizar ter sido ultrapassado.

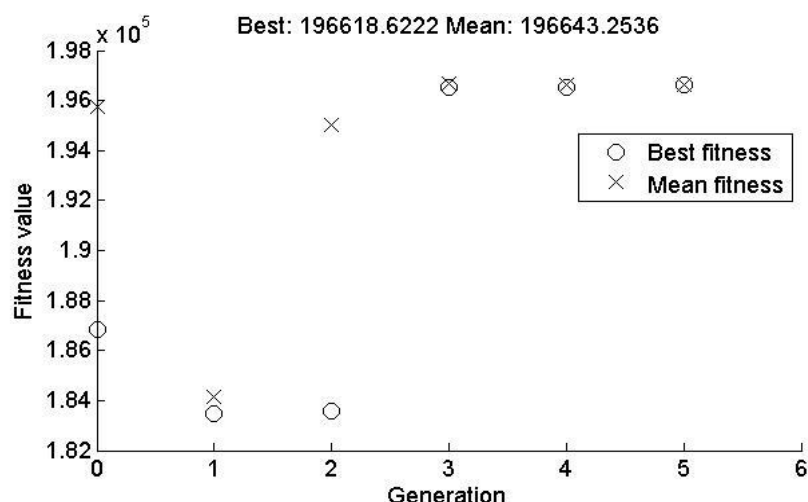


Fig. 39 – Custo mínimo e custo médio do sistema 50% solar, para as várias gerações de otimização.

Para o sistema 100% solar, determinaram-se valores mensais de energia produzida, energia dissipada por perdas térmicas, energia utilizada em climatização, e energia armazenada no depósito na primeira hora de cada mês. Dados através dos quais foi possível construir o gráfico representado na Fig. 40 e verificar que a energia armazenada no depósito atinge o seu valor mais elevado no início do mês de Outubro. Facto, pleno de sentido, pois o início do mês de Outubro representa o fim época com maior irradiância, em que a produção de energia térmica foi significativa. Entre o início de Outubro e o início de Novembro, verifica-se um ligeiro decréscimo da energia armazenada porque as perdas térmicas de energia foram superiores à produção de energia. No início de Novembro, começa o período de climatização, que tem duração até ao final do mês de Fevereiro, altura em que a energia armazenada no depósito atinge o valor mínimo. Da análise do gráfico da Fig. 40, verifica-se também, que os colectores solares térmicos têm maior produção nos meses quentes de Verão, o que está de acordo com o teoricamente previsto. As perdas térmicas são maiores nos meses em que existe maior quantidade de energia armazenada, pois a energia armazenada é tanto maior, quanto maior é a temperatura no interior do depósito. Aumentando as perdas térmicas, com o aumento da diferença de temperatura. Com o auxílio dos diversos valores de energia mensais, confirmou-se a primeira lei da termodinâmica descrita no ponto 3.1 desta dissertação.

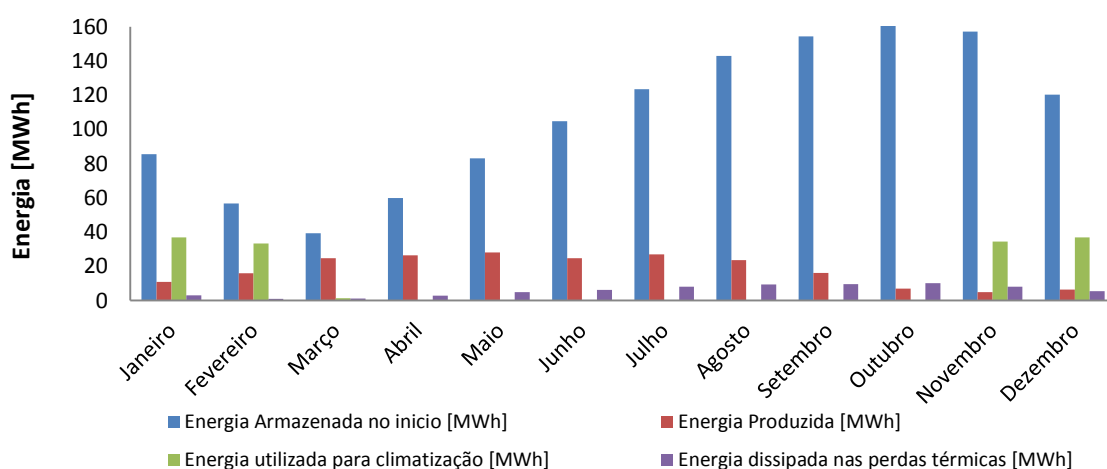


Fig. 40 – Valores mensais de energia do segundo ano de simulação.

Os valores de densidade energética e de energia específica, foram determinados para os resultados obtidos do dimensionamento térmico. Partindo da equação (6), para valores de temperatura mínima no

interior do reservatório de 20 °C e temperatura máxima de 89 °C, determinou-se a energia mínima e máxima contida no reservatório. O resultado do quociente desses valores, pela massa de água resulta na energia específica mínima e máxima, e pelo quociente do volume de armazenamento resulta na densidade energética. A energia específica foi transformada para unidades [Wh.kg⁻¹] e a densidade energética para [Wh.l⁻¹]. A imagem da Fig. 41, permite comparar o armazenamento modelado com outros tipos de armazenamento. A imagem anteriormente referida foi adaptada de (Fichtner 2011), sendo o ponto assinalado a verde referente ao estudo efectuado no presente trabalho.

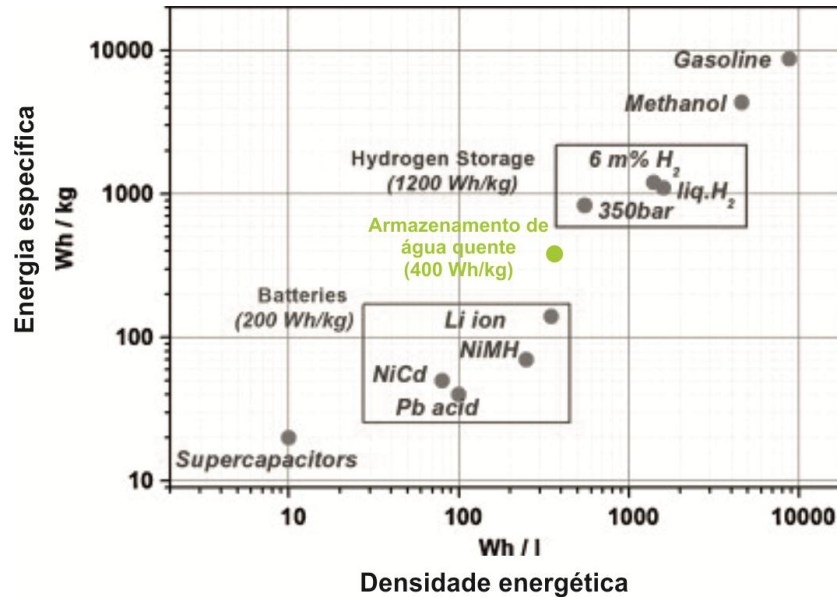


Fig. 41 – Comparação da densidade energética e energia específica do sistema modelado, com diferentes tipos de armazenamento de energia, adaptado de (Fichtner 2011).

O processo de armazenamento sazonal de energia térmica estudado, armazena calor sensível durante todo o ano e utiliza-o para climatizar estufas durante um curto período de tempo. Método de armazenamento, que utiliza apenas uma parte da energia produzida pelos colectores solares térmicos para efectuar a climatização das estufas, a restante parcela da energia é dissipada através de perdas térmicas. Deste modo, o rendimento do processo de armazenamento para o segundo ano de simulação foi determinado a partir dos valores de energia em [MWh], resultando da divisão do valor útil de energia, pelo valor de energia consumida, o que no contexto do problema é dado pela equação (70).

$$\eta_{Armaz_{2011}} = \frac{Q_{Clim_{2011}}}{Q_{início_{2011}} + Q_{Produz_{2011}} - Q_{fim_{2011}}} \quad (70)$$

$$\eta_{Armaz_{2011}} = \frac{142,872}{85,515 + 215,667 - 83,890} \quad (71)$$

$$\eta_{Armaz_{2011}} = 0,658 \quad (72)$$

O resultado do rendimento para o sistema 100% solar, do processo de armazenamento para o segundo ano de simulação, efectuado de acordo com a equação (70) é de 65,8%.

A Tabela 11 apresenta os custos discriminados de cada componente do sistema para quatro cenários possíveis. O cenário 1 e 2, correspondem a sistemas de climatização exclusivamente através de bomba de calor do tipo água-água. Estes cenários não necessitam, de colectores solares nem de depósito, e diferem entre si, pelo facto de considerarem diferentes preços médios para a energia eléctrica nos

próximos 20 anos. Os cenários 1, 2, 3 e 4 carecem de bomba de calor, que devido ao tempo de vida de 20 anos do investimento, torna necessário considerar no custo total do investimento, o valor de duas bombas de calor, pois a durabilidade destes equipamentos é de aproximadamente 10 anos, contudo o custo de manutenção de bombas de calor é considerado nulo ou insignificante. Os cenários 3 e 4, representam sistemas 50% solar, integrando assim bombas de calor, colectores solares e depósito. Devido ao elevado custo do equipamento e das infra-estruturas destes sistemas mistos, e considerando o preço médio da electricidade a 0,13€ (Cenário 3), o custo final é semelhante ao custo do sistema 100% solar. Caso se considere o preço médio da electricidade a 0,20€ (Cenário 4), o custo no final de vinte anos é superior ao custo do sistema 100% solar. O cenário 5 representa um sistema 100% solar, que de todos os cenários é o que apresenta um maior investimento inicial. Contudo, o custo de funcionamento é nulo e o custo de manutenção destes sistemas é reduzido, o que pode tornar o investimento aliciente para um longo tempo de vida.

Tabela 11 – Descrição de custos do sistema.

50 kW		Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4	Cenário 5
DADOS	Percentagem de energia solar utilizada	0%	0%	50%	50%	100%
	Volume de armazenamento [m ³]	-	-	1182	1182	1630
	Área de colectores [m ²]	-	-	182	182	339
	Período de climatização [dias]	120	120	120	120	120
	Tempo de vida do investimento [anos]	20	20	20	20	20
	Temperatura mínima de descarga [°C]	-	-	20	20	20
	Potência fornecida ao sistema de climatização pela bomba de calor [kW]	54,8	54,8	54,8	54,8	-
	Potência fornecida ao sistema de climatização pelo sistema solar [kW]	-	-	49,6	49,6	49,6
	Custo da energia eléctrica ⁹ [€·kWh ⁻¹]	0,13	0,2	0,13	0,2	-
	Custo colectores ¹⁰ [€·m ⁻²]	-	-	300	300	300
	Custo depósito ¹¹ [€·m ⁻³]	-	-	50	50	50
	Custo da bomba de calor [€] (TETRIS W - 4.2)	10170	10170	10170	10170	-
	Coeficiente de performance da bomba de calor (COP)	4	4	4	4	-
	Potência absorvida pela bomba de calor para aquecimento [kW]	13,7	13,7	13,7	13,7	-
RESULTADOS	Tempo de descarga até temperatura de 20°C [dias]	-	-	60	60	120
	Necessidade de bomba de calor	SIM	SIM	SIM	SIM	NÃO
	Tempo de funcionamento do sistema solar [Horas]	-	-	1440	1440	2880
	Tempo de funcionamento da bomba de calor [Horas]	2880	2880	1440	1440	-

⁹ Custo médio da energia eléctrica durante um período de 20 anos.

¹⁰ Custo de colectores solares térmicos planos, com parâmetros característicos definidos no ponto 4.3.

¹¹ Custo de depósito de armazenamento de água quente, construído de acordo com as características referidas no ponto 4.4.

Análise dinâmica de sistemas de armazenamento sazonal de energia térmica para condicionamento ambiental de estufas

	Energia eléctrica consumida [kWh]	39456	39456	19728	19728	-
	CO2 emitido durante o funcionamento do sistema [Ton]	9,4	9,4	4,7	4,7	-
	Custo de manutenção ¹² [€.ano ⁻¹]	0	0	568,5	568,5	916
	Custo de funcionamento [€.ano ⁻¹]	5129,28	7891,2	2564,64	3945,6	0
	Custo total do investimento [€]	20340	20340	134040	134040	183200
	Custo total durante 20 anos [€]	122.926 €	178.164 €	196.703 €	224.322 €	201.520 €

¹² Custo de manutenção anual considerado 0,5% sobre o investimento solar inicial.

9. Conclusões

O estudo efectuado sobre armazenamento sazonal de energia térmica através de calor sensível, teve como principal finalidade criar uma alternativa à carência de efluente térmico proveniente da Central Térmica de Setúbal, para climatizar estufa destinada à propagação vegetativa de espécies autóctones e protegidas.

O rendimento obtido no processo de armazenamento sazonal foi de 65,8%, o que é um rendimento bom para este tipo de armazenamento.

A análise efectuada aos custos deste tipo de sistema, considerou cinco cenários hipotéticos, a partir dos quais se pôde concluir que uma alternativa 100% solar ao efluente térmico, tem um custo aproximado de 201.520 €. Sistemas híbridos constituídos por 50% de energia solar e um apoio através de bomba de calor, apresentam um custo semelhante ao sistema 100% solar. A solução economicamente mais aliciante é um sistema unicamente constituído por bomba de calor, por apresentar um menor investimento inicial e um menor custo no fim dos 20 anos de funcionamento.

No gráfico apresentado na Fig. 25, salienta-se o segundo ano de simulação, ano em que o comportamento térmico é semelhante ao verificado nos anos seguintes. Significa isto, que é correcto tratar os resultados obtidos para o segundo ano como resultados de um ano típico de funcionamento do sistema. Assim, todos os resultados térmicos obtidos foram retirados do segundo ano de simulação.

Foi igualmente realizado um estudo sobre as diferentes geometrias possíveis para o depósito de armazenamento. Como resultado obteve-se o gráfico da Fig. 26, do qual se pode concluir, que as perdas térmicas do depósito de armazenamento de água quente são significativamente superiores para as geometrias cubica e cilíndrica, sendo a geometria esférica a que apresenta uma menor potência térmica dissipada. Embora a conclusão anterior apresente a geometria esférica, como a energeticamente mais eficiente, a simulação dinâmica do sistema incidiu sobre o depósito cilíndrico pois é o que apresenta maior facilidade de construção. No gráfico da Fig. 27, verifica-se que os resultados térmicos estão de acordo com o teoricamente esperado, coincidindo o ponto em que a potência dissipada é zero, com o ponto de diferencial de temperatura nulo entre o interior e o exterior do depósito.

Da análise dos gráficos da Fig. 34 e Fig. 35, conclui-se que existem inúmeras hipóteses de combinações possíveis entre áreas de colectores e volumes de armazenamento, que originam soluções possíveis para o sistema. Destes gráficos surgiu a necessidade de optimização de resultados, com intuito de obter as melhores configurações possíveis para os sistemas 50% solar e 100% solar.

O processo de optimização através de algoritmos genéticos, utilizado para aferir com rigor qual a melhor combinação de áreas de colectores e volume de depósito, revelou-se eficaz e determinante na obtenção de um bom dimensionamento. Embora a variável a minimizar seja o custo total do sistema, este custo é obtido essencialmente por estimativas, ou seja, pode ter um erro associado significativo. O facto da optimização minimizar os custos, obriga a obter menores áreas e menores volumes, que permitam satisfazer as necessidades dos vários cenários possíveis de climatização. O resultado obtido foi de 339 m² de colectores e 1630 m³ de depósito para o sistema 100% solar, e de 182 m² de colectores e 1182 m³ de depósito para o sistema 50% solar.

A diferença de temperatura entre os vários níveis do depósito, pode ser verificada na Fig. 33, variando ao longo do tempo, entre sensivelmente 4 e 6 graus. Dado que permite concluir que a estratificação térmica verificada não é muito elevada, e que uma das possíveis causas, é o facto da circulação no interior do depósito ser elevada, o que promove a homogeneidade térmica entre os vários níveis. A utilização de um depósito com barreira térmica, para promover a estratificação poderia aumentar o rendimento dos colectores solares térmicos, mas essa questão não foi objecto de investigação no presente trabalho. Dos gráficos apresentados na Fig. 31 e Fig. 32, conclui-se que a utilização de um depósito com 20 níveis térmicos aumentaria ligeiramente a variação de temperatura no interior do depósito e consequentemente a estratificação. Contudo, a nível energético a diferença anual é pouco significativa, contribuindo apenas com mais um dia para a autonomia do sistema solar. A escolha recaiu sobre o reservatório com 10 níveis térmicos, reduzindo o tempo computacional da optimização.

Os gráficos da Fig. 28 e Fig. 29, permitem concluir que o caudal de circulação no campo de colectores só ocorre durante o período diurno, quando existe irradiância suficiente para gerar um incremento de energia no interior do depósito. De acordo com a área de colectores o valor do caudal modifica-se, representando para a área de 1630 m^2 , um caudal de $5,59 \text{ kg.s}^{-1}$. O caudal de circulação no circuito de climatização da estufa é de $1,99 \text{ kg.s}^{-1}$, entre Outubro e Março, sendo nulo no restante período do ano. A Fig. 30, relaciona a temperatura no interior do reservatório, com o caudal de circulação no interior da estufa. Este gráfico permite justificar os mínimos e os máximos de temperatura no depósito. Devido ao carácter sazonal do armazenamento, a temperatura da água aumenta no período compreendido entre início de Março e início de Novembro, altura em que se inicia o período de climatização da estufa. Durante a climatização a temperatura da água no reservatório decresce, de modo a satisfazer a potência exigida pela estufa, resultando num valor mínimo de temperatura no final de Fevereiro.

O balanço de energia efectuado permitiu confirmar a primeira lei da termodinâmica. Os valores mínimos e máximos de densidade energética foram determinados para o sistema 100%. Para o valor mínimo de energia armazenada, a densidade energética foi de 337 Wh.l^{-1} e para o máximo foi de 416 Wh.l^{-1} . Para os mesmos valores mínimos e máximos de energia no depósito, foi também determinada a energia específica, obtendo-se 340 Wh.kg^{-1} e 420 Wh.kg^{-1} respectivamente. Resultados inscritos no gráfico da Fig. 41, que permitem a comparação com diferentes tipos de armazenamento de energia.

10. Trabalho futuro

- Aprofundamento do estudo sobre os materiais constituintes do depósito, nomeadamente a utilização de um revestimento interior de aço-inox;
- Estudar a possibilidade de utilização de um depósito com membrana de estratificação térmica, comparando a energia produzida e o rendimento dos colectores solares.

11. Referências

Albrecht, C. H. (2005). ALGORITMOS EVOLUTIVOS APLICADOS A SÍNTESE E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE ANCORAGEM. RIO DE JANEIRO, UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO. **PhD**.

ASTM. "Reference Solar Spectral Irradiance." from <http://rredc.nrel.gov/solar/spectra/am1.5/>.

ÁVILA, S. L. (2002). ALGORITMOS GENÉTICOS APLICADOS NA OTIMIZAÇÃO DE ANTENAS REFLETORAS. FLORIANÓPOLIS, UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA. **Mestre**.

Bales, C., P. Gantenbein, et al. (2005). Thermal Properties of Materials for Thermo-chemical Storage of Solar Heat, A Report of IEA Solar Heating and Cooling programme - Task 32. **Advanced storage concepts for solar and low energy buildings**".

Bales, C., P. Gantenbein, et al. (2008). Chemical and Sorption Storage, A Report of IEA Solar Heating and Cooling programme - Task 32. **Report B7 of Subtask B**.

Bales, C., P. Gantenbein, et al. (2007). Laboratory Prototypes of Thermo-Chemical and Sorption Storage Units, IEA Solar Heating and Cooling programme - Task 32. **Advanced storage concepts for solar and low energy buildings**.

Brites, J. F. M. A. J. M. G. P. H. M. J. (2010). ARMAZENAMENTO DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA, INEG.

DGEG. "Caracterização Energética Nacional 2010." Retrieved 23-11-2012, 2012, from <http://www.dgeg.pt/>.

Dwivedi, V. (2009). Thermal Modelling and Control of Domestic Hot Water Tank. Department of Mechanical Engineering. Glasgow, University of Strathclyde. **Master of Science in Energy Systems and the Environment**.

Fichtner, M. (2011). "Conversion materials for hydrogen storage and electrochemical applications—Concepts and similarities." Journal of Alloys and Compounds **509, Supplement 2(0)**: S529-S534.

Hadorn, J.-C., Ed. (2005). Thermal energy storage for solar and low energy buildings, International Energy Agency

Incropera, F. P., D. P. Dewitt, et al. (2008). Fundamentos de transferência de calor e de massa.

Kalid, R. d. A. (2005). OTIMIZAÇÃO DE PROCESSOS. L. d. C. e. O. Industrial.

Kalogirou, S. A. (2004). "Solar thermal collectors and applications." Progress in Energy and Combustion Science **30(3)**: 231-295.

Mangold, T. S. D. (2010). The multi-functional heat storage in HamburgBramfeld - innovative extension of the oldest German solar energy housing estate. 5th International Renewable Energy Storage Conference IRES.

MathWorks. "Optimizing Manufacturing Production Processes." Retrieved 20-09-2012, 2012, from <http://www.mathworks.com/videos/optimizing-manufacturing-production-processes-68961.html>.

MathWorks. "Writing Constraints." Retrieved 19-09-2012, 2012, from <http://www.mathworks.com/help/optim/ug/writing-constraints.html#zmw57dd0e5475>.

Murphy, P. (2009). 2008 Annual Report, International Energy Agency - Solar Heating & Cooling Programme.

Pinel, P., C. A. Cruickshank, et al. (2011). "A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications." Renewable and Sustainable Energy Reviews **15**(7): 3341-3359.

PVGIS (25-10-2012). "Photovoltaic Geographical Information System - Interactive Maps."

R.SIVARAJ "A REVIEW OF SELECTION METHODS IN GENETIC ALGORITHM." International Journal of Engineering Science and Technology.

Serway, R. A. and J. W. Jewett (2004). Physics for Scientists and Engineers, 6th Edition.

Sharma, A., V. V. Tyagi, et al. (2009). "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications." Renewable and Sustainable Energy Reviews **13**(2): 318-345.

SHC, T. I.-S. a. T.-I. (2008). Process Heat Collectors. State of the Art within Task 33/IV, Austria, AEE INTEC.

Sibbitt, B., D. McClenahan, et al. (2012). "The Performance of a High Solar Fraction Seasonal Storage District Heating System – Five Years of Operation." Energy Procedia **30**(0): 856-865.

Térmico, M. d. S. (2004). Energia Solar Térmica, GREENPRO. **Manual sobre tecnologias, projecto e instalação.**

Zalba, B., J. M. Marín, et al. (2003). "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications." Applied Thermal Engineering **23**(3): 251-283.

Anexo I

Código da função Objectivo, utilizado para interagir entre a toolbox de optimização do Matlab, e o software de simulação Matlab Simulink.

```
% A Função Objectivo interage com os algoritmos genéticos garantido que
% o elemento devolvido 'obj', é minimizado pelo processo de optimização
% através de algoritmos genéticos.
% Esta função recebe um vector de dados proveniente da toolbox de
% optimização 'vecx', com os valores das variáveis área 'A' e volume 'V',
% e exporta-os para o Simulink. O Simulink devolve o custo total do sistema
% 'custo', o qual é recebido pela Função Objectivo e é devolvido para a
% toolbox de optimização, que realiza a optimização através de algoritmos
% genéticos.

function obj = object_fun(vecx)

    % Atribuição de valor às variáveis área 'A' e volume 'V'.
    A = vecx(1);
    V = vecx(2);

    % Introdução das variáveis 'A' e 'V' no modelo Simulink.
    set_param('modelo_custo_exp_ag/modelo_termico','area',num2str(A));
    set_param('modelo_custo_exp_ag/modelo_termico','volume',num2str(V));

    % Entrada da variável custo total do sistema 'custo' do modelo Simulink.
    simOut = sim('modelo_custo_exp_ag','SaveOutput','on','OutputSaveName','custo');
    n = get(simOut,'custo');
    custo = n(:,1);

    % Atribuição da variável 'custo', à variável a devolver 'obj'.
    Custo_sistema = min(custo(:,1));
    obj = Custo_sistema;

end
```

Anexo II

Código da função Restrição, utilizado para interagir entre a toolbox de otimização do Matlab, e o software de simulação Matlab Simulink.

```
% A Função Restrição define o período de climatização através de recurso
% solar, permitindo à toolbox de otimização determinar as áreas e os
% volumes mínimos, necessários para cumprir esse período de climatização,
% de forma a minimizar os custos.
% Esta função recebe um vector de dados proveniente da toolbox de
% optimização 'vecx', com os valores das variáveis área 'A' e volume 'V',
% e exporta-os para o Simulink. O Simulink devolve o tempo de descarga do
% sistema 'tempo', o qual é recebido pela Função Restrição que devolve o
% valor máximo à toolbox de optimização, para realizar a optimização
% através de algoritmos genéticos.

function [c, ceq] = restri_fun (vecx)

    % Atribuição de valor às variáveis área 'A' e volume 'V'.
    A = vecx(1);
    V = vecx(2);

    % Definição do período de climatização
    Período_clim_solar=120;

    % Introdução das variáveis 'A' e 'V' no modelo Simulink.
    set_param('modelo_custo_exp_ag/modelo_termico','area',num2str(A));
    set_param('modelo_custo_exp_ag/modelo_termico','volume',num2str(V));

    % Introdução do período de climatização solar no modelo Simulink
    set_param('modelo_custo_exp_ag/modelo_termico','Peri_clim',num2str(Período_clim_solar));

    % Entrada da variável tempo de descarga 'tempo' do Simulink.
    simOut = sim('modelo_custo_exp_ag','SaveOutput','on','outputsavename','tempo');
    m = get(simOut,'tempo');
    tempo = m(:,1);

    % Restrição imposta pelo utilizador. O tempo máximo representa o
    % período que o sistema é capaz de realizar climatização através do
    % sistema solar.
    Autonomia_solar = max(tempo(:,1));

    % Na Função Restrição o output 'ceq' é sempre igual a zero, o que
    % equivale a dizer que a Autonomia_solar é igual ao Período_clim_solar.
    % Esta condição garante que o período de climatização solar é satisfeito.
    c=[];
    ceq = Período_clim_solar-Autonomia_solar;

end
```

Anexo III

Código utilizado na otimização do sistema 100% solar.

```
% Principal função da rotina de optimização. Esta função controla duas
% subfunções, interagindo com elas de forma a possibilitar a optimização.
% O retorno desta função indica os valores das variáveis optimizadas.

function [x] = optimization_GA()

% Alteração das definições padrão de critérios de paragem, e indicação dos
% gráficos a apresentar.

options = gaoptimset('PlotFcns',{ @gaplotbestf; @gaplotbestindiv;
@gaplotexpectation; @gaplotrange; @gaplotscorediversity; @gaplotscores;
@gaplotstopping; @gaplotmaxconstr},'PopulationType', 'doubleVector',
'PopulationSize',30, 'Generations',6, 'FitnessLimit', 1,'StallGenLimit',20,
'TolFun',1e-20, 'TolCon',1e-20);

% número de variáveis do sistema
nvars = 2;

% limites das variáveis
lb = [250 1400];
ub = [350 2000];

% A Função Objectivo interage com os algoritmos genéticos garantido que
% o elemento devolvido 'obj', é minimizado pelo processo de optimização
% através de algoritmos genéticos.
% Esta função recebe um vector de dados proveniente da toolbox de
% optimização 'vecx', com os valores das variáveis área 'A' e volume 'V',
% e exporta-os para o Simulink. O Simulink devolve o custo total do sistema
% 'custo', o qual é recebido pela Função Objectivo e é devolvido para a
% toolbox de optimização, que realiza a optimização através de algoritmos
% genéticos.

function obj = o_fun(vecx)

% Atribuição de valor às variáveis área 'A' e volume 'V'.
A = vecx(1)
V = vecx(2)

% Introdução das variáveis 'A' e 'V' no modelo Simulink.
set_param('cilindro/modelo_termico','area',num2str(A));
set_param('cilindro/modelo_termico','volume',num2str(V));

% Entrada da variável custototal do sistema 'custo' do modelo Simulink.
simOut = sim('cilindro','SaveOutput','on','OutputSaveName','Out1');
n = get(simOut,'Out1');
custo = n(:,1);

% Atribuição da variável 'custo' à variável a devolver 'obj'.
Custo_sistema = min(custo(:,1))
obj = Custo_sistema;

end

% A Função Restrição define o período de climatização através de recurso
% solar, permitindo à toolbox de optimização determinar as áreas e os
% volumes mínimos, necessários para cumprir esse período de climatização,
% de forma a minimizar os custos.
% Esta função recebe um vector de dados proveniente da toolbox de
% optimização 'vecx', com os valores das variáveis área 'A' e volume 'V',
% e exporta-os para o Simulink. O Simulink devolve o tempo de descarga do
% sistema 'tempo', o qual é recebido pela Função Restrição que devolve o
% valor máximo à toolbox de optimização, para realizar a optimização
```

```
% através de algoritmos genéticos.

function [c,ceq] = r_fun(vecx)

% Atribuição de valor às variáveis área 'A' e volume 'V'.
A = vecx(1)
V = vecx(2)

% Definição do períodos de climatização
Periodo_clim_solar=120;

% Introdução das variáveis 'A' e 'V' no modelo Simulink.
set_param('cilindro/modelo_termico','area',num2str(A));
set_param('cilindro/modelo_termico','volume',num2str(V));

% Introdução do período de climatização solar no modelo Simulink
set_param('cilindro/modelo_termico','Peri_clim',num2str(Periodo_clim_solar));

% Entrada da variável tempo de descarga 'tempo' do modelo Simulink.
simOut = sim('cilindro','SaveOutput','on','outputsavename','Out2');
m = get(simOut,'Out2');
tempo = m(:,2);

% Restrição imposta pelo utilizador. O tempo máximo representa o
% período que o sistema é capaz de realizar climatização através do
% sistema solar.
Autonomia_solar = max(tempo(:,1))

% Na Função Restrição o output 'ceq' é sempre igual a zero, o que
% equivale a dizer que a Autonomia_solar é igual ao Periodo_clim_solar.
% Esta condição garante que o período de climatização solar é
% satisfeito.
c=[];
ceq = Periodo_clim_solar-Autonomia_solar

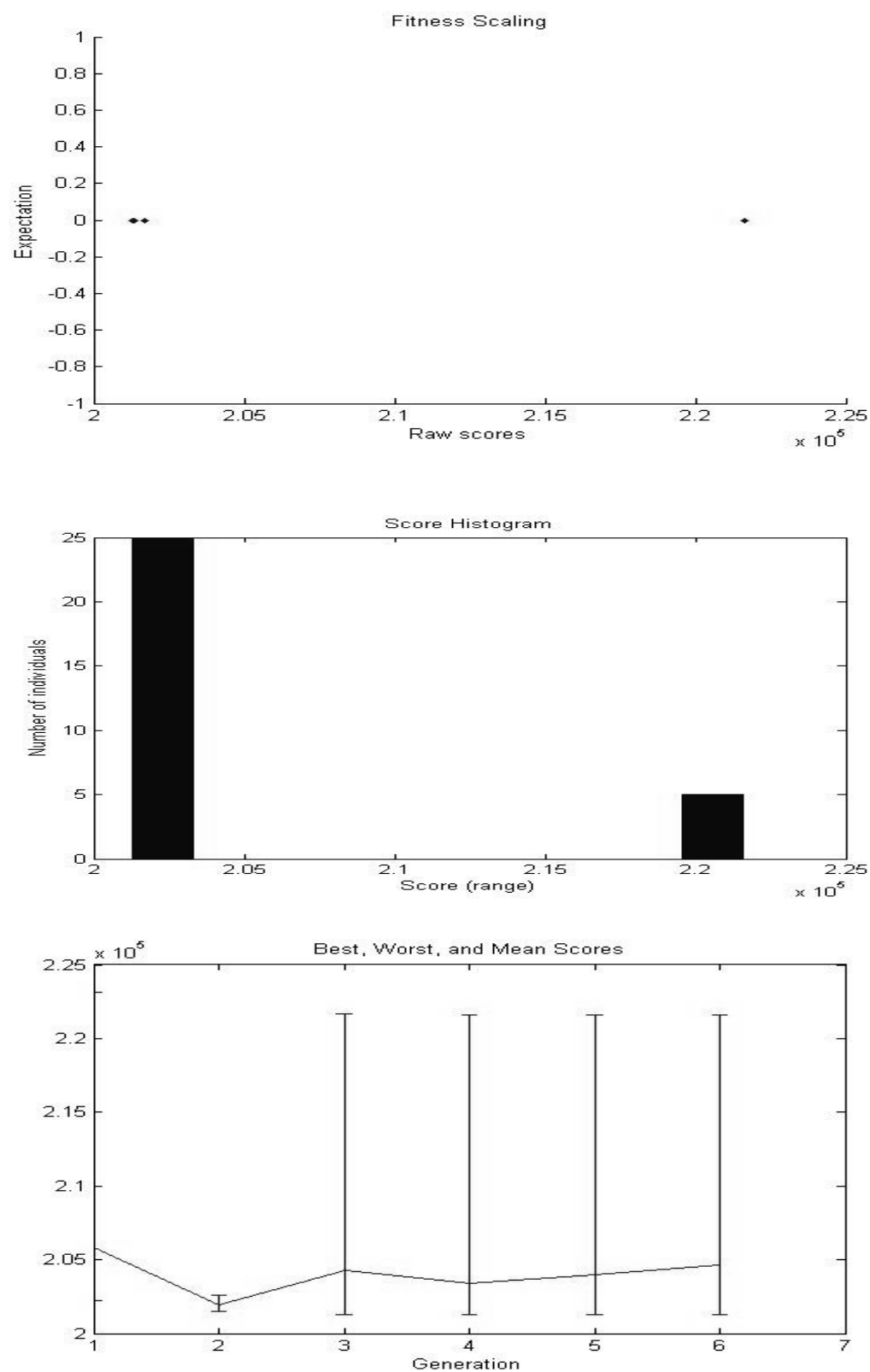
end

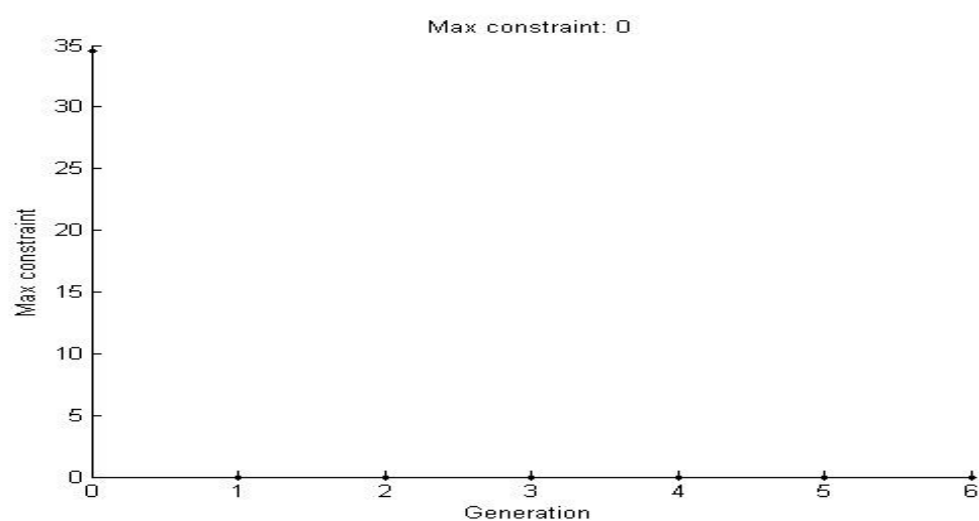
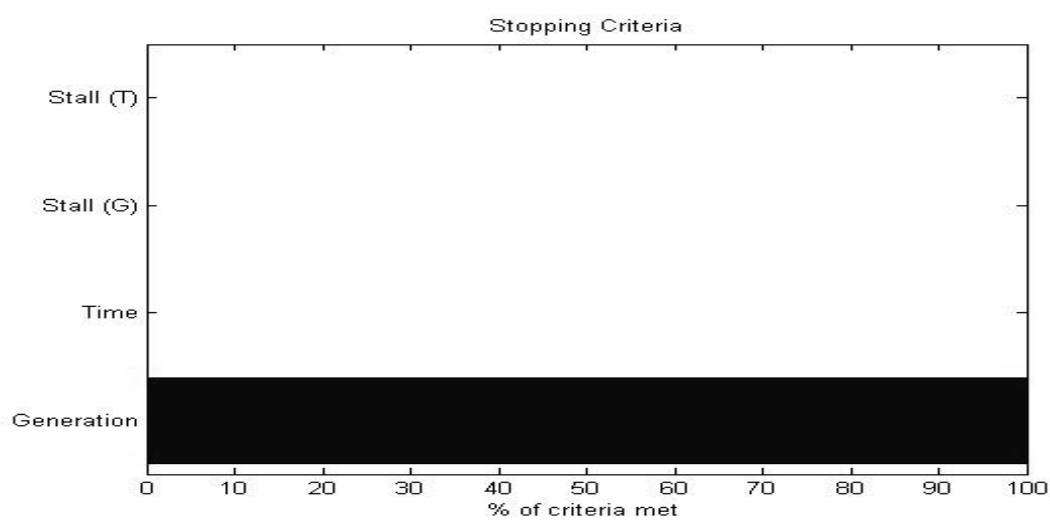
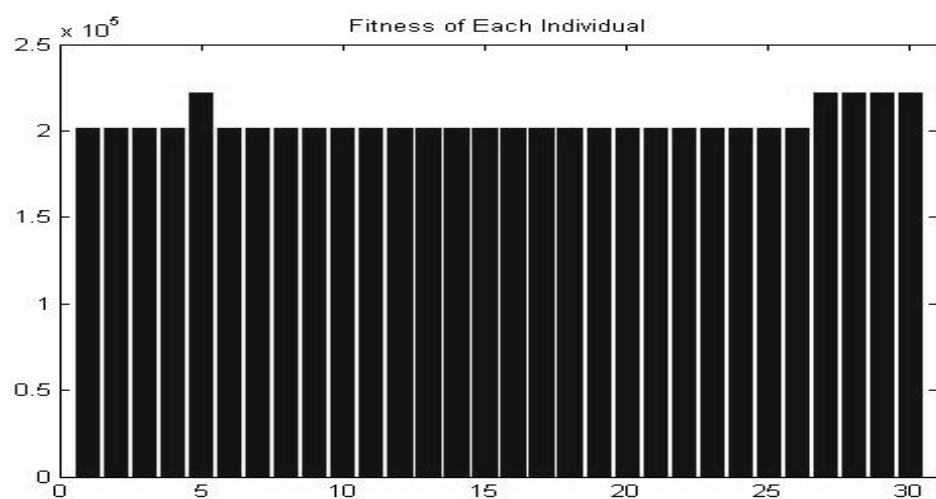
% Output dos valores das variáveis optimizadas de acordo com as opções
% definidas.
[x] = ga(@o_fun,nvars,[],[],[],[],lb,ub,@r_fun,options);

end
```

Anexo IV

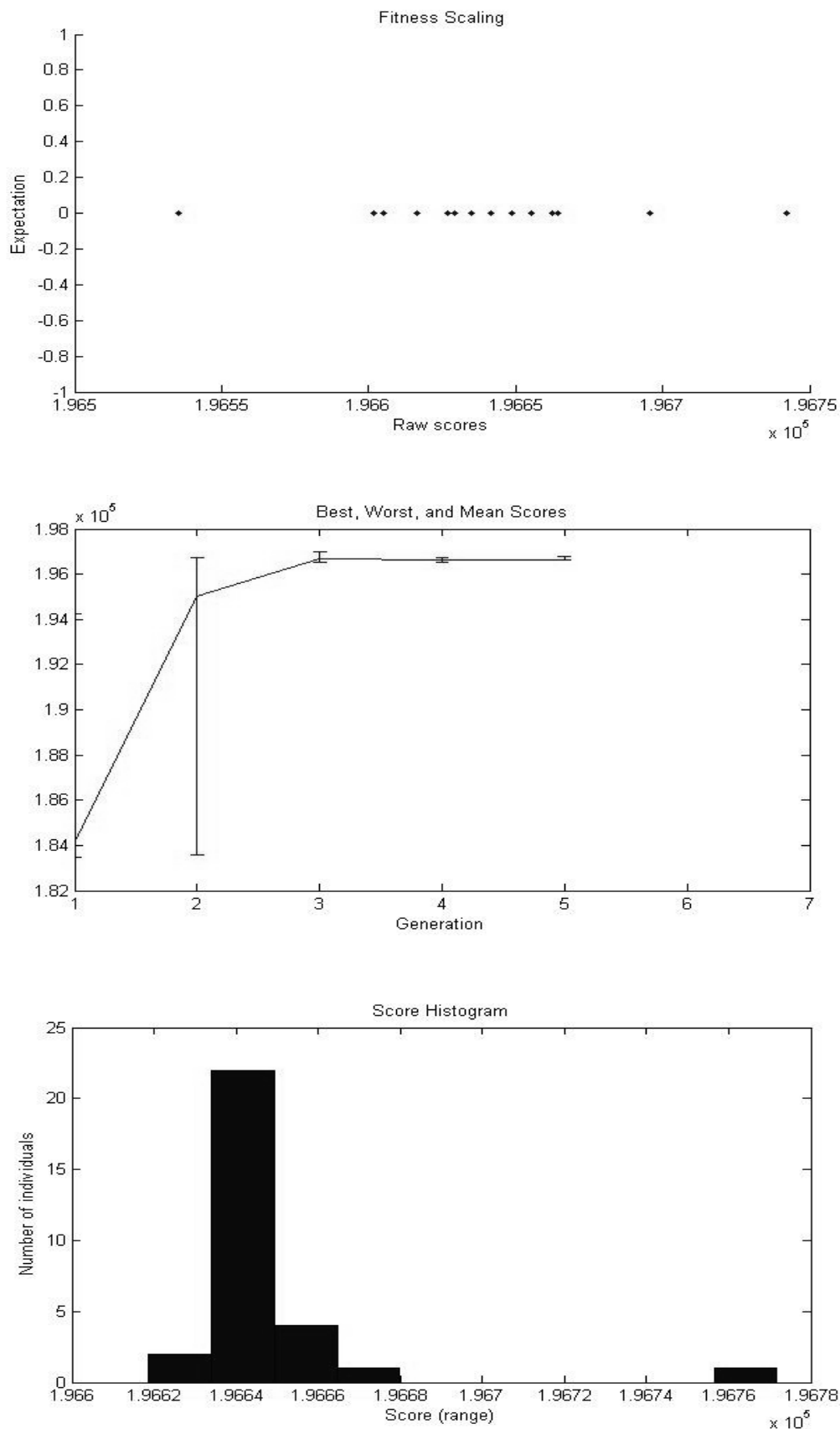
Gráficos gerados pelo processo de otimização, para o sistema 100% solar.

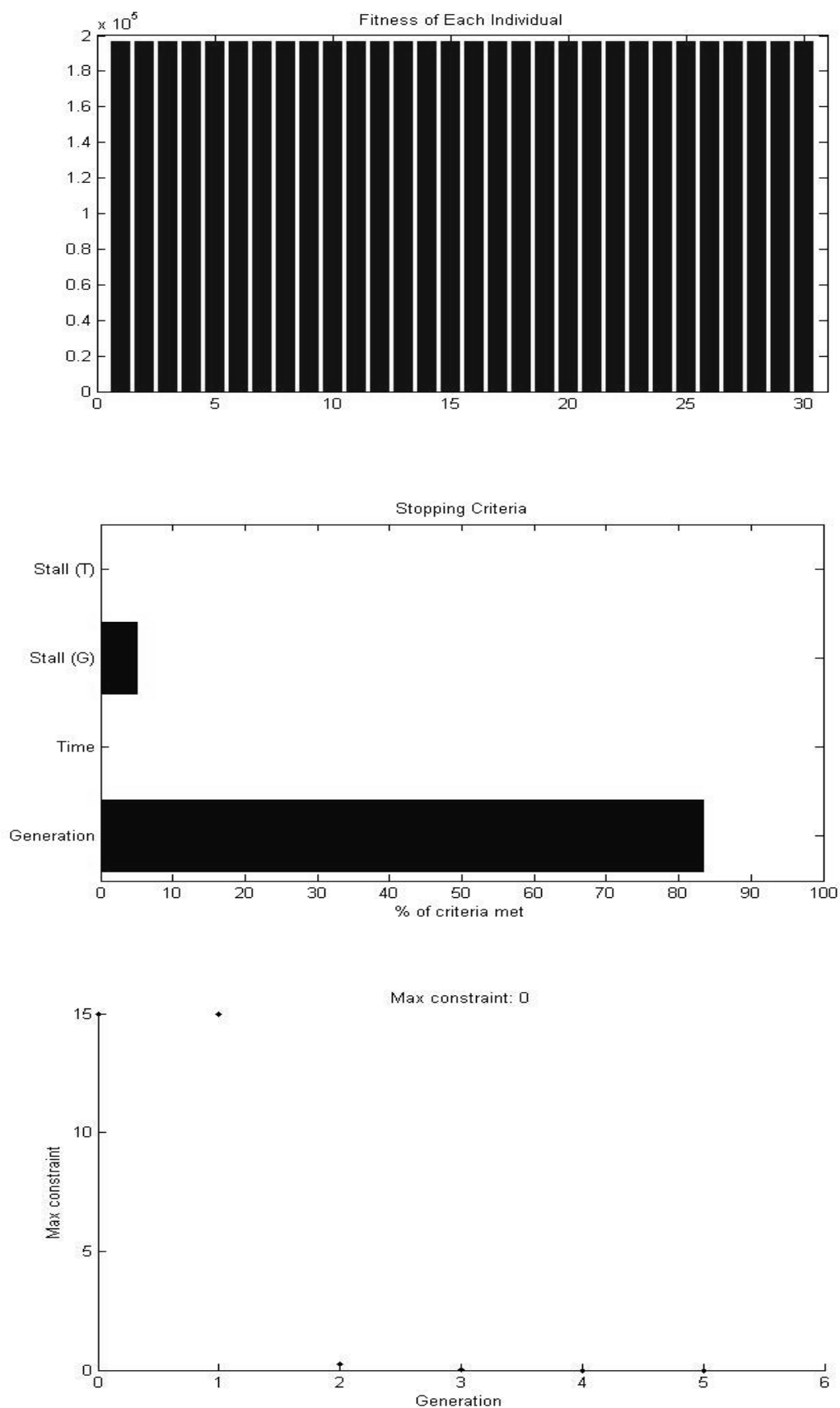




Anexo V

Gráficos gerados pelo processo de otimização, para o sistema 50% solar.





Anexo VI

Imagens representativas do ambiente Matlab Simulink.

